

# ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERIA TECNICA INDUSTRIAL



## Diseño, cálculo y modelado de un apilador semi eléctrico

Autor: Luis Andrés Balsa  
Director: Paula Canalís  
Especialidad: mecánica  
Convocatoria: Junio 2011

# Índice:

## 1. Memoria.

### 1.1. Memoria.

#### 1.1.1. Índice general.

#### 1.1.2. Tema objeto del proyecto.

#### 1.1.3. Peticionario del proyecto.

#### 1.1.4. Bibliografía.

### 1.2. Descripción de la maquinaria.

#### 1.2.1. Definición y tipos de apiladores.

#### 1.2.2. Selección de apiladores.

##### 1.2.2.1. Cuadro de selección.

#### 1.2.3. Normativa.

#### 1.2.4. Descripción general de la máquina seleccionada para el análisis.

##### 1.2.4.1. Especificaciones técnicas de nuestro apilador.

##### 1.2.4.2. Descripción de las partes que componen el apilador.

### 1.3. Cálculos analíticos.

#### 1.3.1. Hipótesis de trabajo.

#### 1.3.2. Cálculo de las fuerzas que soportan las ruedas y los rodillos.

#### 1.3.3. Cálculo del diámetro de los pasadores de las ruedas y de los rodillos.

#### 1.3.4. Selección de los perfiles que forman el chasis.

- 1.3.5. Dimensiones del cilindro hidráulico.
  - 1.3.5.1. Cálculo del diámetro del pistón.
  - 1.3.5.2. Cálculo del diámetro del vástago.
- 1.3.6. Calculo del motor.
- 1.4. Análisis mecánico estático y optimización del diseño.
  - 1.4.1. Definición del material.
  - 1.4.2. Análisis mecánico estático de cada pieza.
    - 1.4.2.1 .Horquilla.
    - 1.4.2.2. Porta horquillas.
    - 1.4.2.3. Mástil.
    - 1.4.2.4. Travesaño.
    - 1.4.2.5. Larguero.
    - 1.4.2.6. Cilindro.
  - 1.4.3. Análisis mecánico estático del ensamblaje y optimización del diseño.
    - 1.4.3.1. Análisis de los conectores tipo pasador.
- 1.5. Simulación del movimiento.
- 1.6. Conclusiones.
- 1.7. Agradecimientos.

## **1.1. Memoria.**

### **1.1.2. Tema objeto del proyecto.**

El objeto de este proyecto es realizar el diseño, cálculo y modelado de un apilador.

En primer lugar se llevará a cabo un estudio previo que consistirá en la búsqueda de información sobre otro tipo de máquinas similares y de las prestaciones que ofrecen, con el fin de definir las especificaciones y limitaciones que deberá tener el apilador objeto del proyecto.

Una vez finalizada esta fase, se realizará un diseño previo de los órganos de trabajo, este diseño previo consistirá en enumerar las partes que componen el ensamblaje, analizar las uniones entre los diferentes subconjuntos y pre dimensionar analíticamente todos los elementos.

Tras este análisis se llevará a cabo el modelado paramétrico y ensamblaje de todas las piezas definidas anteriormente, utilizando un software de diseño asistido por ordenador llamado SolidWorks.

A continuación se realizará un análisis mecánico del ensamblaje en su posición más desfavorable utilizando SolidWorks Simulation, y así verificar si el conjunto satisface las especificaciones iniciales.

Por último y tras rediseñar aquellos elementos del diseño preliminar que no cumplen con las especificaciones, se realizará una simulación del movimiento del conjunto.



### 1.1.3. Peticionario del proyecto.

Este proyecto tiene como título “Diseño, calculo y modelado de un apilador semi eléctrico”, por encargo del departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Zaragoza.

### 1.1.4. Bibliografía

*“Diseño de máquinas”*

Robert L. Norton

*“Manual SolidWorks”*, versión 2010

*“Apuntes Diseño de máquinas”*

Javier Abad

Páginas web consultadas:

<http://www.directindustry.es/>

<http://www.blitz.es/product/f1/f1s02.html>

<http://www.hu-lift.net/apiladorsemi.htm>

<http://www.insht.es/>

<http://www.logismarket.com.ar/>

<http://www.herramientasimportadasmonterrey.com/herimsa/home.asp>

## 1.2. Descripción de la maquinaria

### 1.2.1. Definición y tipos de apiladores

#### **Apilador**

Un apilador es una pieza indispensable en el equipo de manipulación de materiales en las operaciones de manufactura y almacenamiento. Es comúnmente usado para apilar, cargar, descargar y transportar materiales a granel, artículos o amenidades.



*Fig.1*

#### **Principales características de los apiladores:**

1. Alta estabilidad, buena eficiencia.
2. Bajo nivel de ruido, baja tasa de falla y no contaminante.
3. Mástil móvil, radio de giro reducido.
4. Aumento de altura de elevación, ideal para la capa alta de apilado.
5. Adecuado para operaciones de manejo de materiales en pasillos y espacios muy estrechos y limitados.

#### **Tipos de apiladores**

Los apiladores se dividen básicamente, en tres grupos, los apiladores manuales, los semi eléctricos y los eléctricos. La diferencia principal entre ellos es la energía que usa cada uno, tanto para la elevación de las horquillas, como para trasladarse de un lado a otro. A continuación, procedemos a describir más detalladamente cada uno de ellos.

### **1.2.1.1. Apilador manual**

Es una máquina controlada manualmente con ninguna unidad de energía, sino que es impulsada por energía humana. Con un radio de giro reducido, es principalmente para operaciones de corta distancia y de pasillos estrechos.

El apilador usa un gato hidráulico (aditamento hidráulico) como fuerza para levantar mercancías pesadas, las cuales son empujadas, estiradas y manejadas manualmente. El aditamento hidráulico está equipado con una válvula de retorno y la velocidad de descenso de la horquilla es controlada vía la palanca manual para hacer la operación del sistema hidráulico correcta, segura y confiable. El marco de puerta está hecho con acero soldado de alta calidad para tener buena rigidez y alta resistencia. Ruedas universales con aditamentos de freno se adoptan como ruedas traseras, las cuales pueden girar libremente, fácilmente y flexiblemente. Ambas ruedas, frontales y traseras, están instaladas en flechas para rueda, con baleros de bolas para girar flexiblemente. Ruedas de nylon, durables y resistentes al uso, se adoptan de modo que no sea fácil dañar al piso.

### **Mantenimiento**

1. El aceite debe ser filtrado y limpio y se debe asegurar que haya suficiente cantidad de él. El volumen total de aceite recomendado es de unos 3 litros.
2. Antes de operarlo, se debe hacer una inspección, para asegurarse que está en buenas condiciones, y que no hay componentes sueltos.
3. Las mercancías debe ser suavemente distribuidas en las horquillas, sin llegar a causar sobre – carga.
4. Después que la operación se ha completado, las mercancías pesadas deben ser descargadas, y no deben permanecer en las horquillas por un tiempo largo.
5. Cuando se están bajando mercancías, la palanca manual debe operarse lentamente y con suavidad para evitar un descenso repentino durante el proceso de descenso, lo cual crearía una situación peligrosa. Cuando se bajan las mercancías rápidamente, la válvula de retorno de aceite, no debe cerrarse repentinamente, porque una aceleración inercial se genera durante el proceso de rápido descenso. Si eso ocurre, una gran fuerza se genera y dañaría los componentes y las mercancías.
6. Levante y estire hacia fuera la parte frontal del panel con las manos, quite el panel y entonces el apilador puede usarse como carro transportador de tarimas o apilador de tarimas.
7. Los frenos en las ruedas traseras están instalados con el propósito de la seguridad durante la operación. Cuando las horquillas están subiendo para levantar mercancías, o es usado como una plataforma de operación, los frenos deben ser pisados, para prevenir que se mueva el apilador.

## Especificaciones técnicas principales

Referencia	TH0013	TH0019
Capacidad de carga (kg)	1.000	1.000
Altura de elevación horquillas (mm)	1.600	2.500
Altura mínima de las horquillas (mm)	85	85
Altura máxima bastidor (mm)	1.975	1.820
Altura del timón (mm)	1.000	1.000
Dimensiones horquillas (mm)	160x60	160x60
Longitud horquillas (mm)	1.150	1.150
Anchura total (mm)	700	800
Anchura total horquillas:		
Exterior (mm)	550	550
Interior (mm)	230	230
Radio de giro (mm)	1.380	1.250
Peso (kg)	240	300
Rodillos delanteros ( $\varnothing$ x espesor) (mm)	74x70	74x70
Rueda timón ( $\varnothing$ x espesor) (mm)	180x50	180x50

Tabla 1.

## Fallas posibles de operación y la detección de fallas

Parte	Falla	Análisis de la causa	Detección - Solución
1	No puede alzarse la altura de levante específica por diseño	1-Insuficiente aceite de operación	1-Llenar con aceite por el cilindro, gire el tornillo, llene de manera limpia y filtrado, hasta la altura de llenado, apriete el tornillo.
2	Cuando estira la palanca, las horquillas no se levantan.	<p>1-La viscosidad del aceite es muy grande, o no tiene aceite.</p> <p>2- El aceite tiene materias extrañas, lo que hace que la válvula de entrada no pueda cerrarse herméticamente.</p> <p>3- La válvula de drenado, palanca de descarga o el resorte de tensión no trabajan, no están en la posición más baja o están trabados por materia extraña.</p> <p>4- Las posiciones de la válvula de drenado de aceite y de la palanca de descarga no han sido ajustadas correctamente</p>	<p>1- Remplace el aceite, o llene si no tiene.</p> <p>2- Filtre el aceite, o replácelo.</p> <p>3- Examine el resorte de tensión para ver si esta correcto, ajuste la palanca de descarga a la posición más cercana a la baja y quite la materia extraña.</p> <p>4- Re-ajuste la posición de la tuerca de la barra de tensión de descarga.</p>
3	Después de levantarlas, las horquillas no descienden	<p>1- La palanca de descarga no está ajustada correctamente.</p> <p>2- Hubo un gran exceso de carga, y ocurrió una deformación permanente en alguna pieza.</p> <p>3- El marco de las horquillas, rodillo o rueda de cadena están atorados.</p>	1- Ajuste como se describe arriba, desensamble para mantenimiento o remplace la biela del pistón, desensamble para mantenimiento o remplace el balero.
4	Fugas hidráulicas.	<p>1- Roldana de sellado está dañada o fallo.</p> <p>2- Hay una grieta o un agujero en un componente individual.</p> <p>3- Conexión roscada floja o un anillo sellador no está presionado suficientemente apretado.</p>	1- Remplace con una nueva roldana selladora, repare o remplace con nuevos componentes, repare y apriete.

Tabla 2.

## Croquis

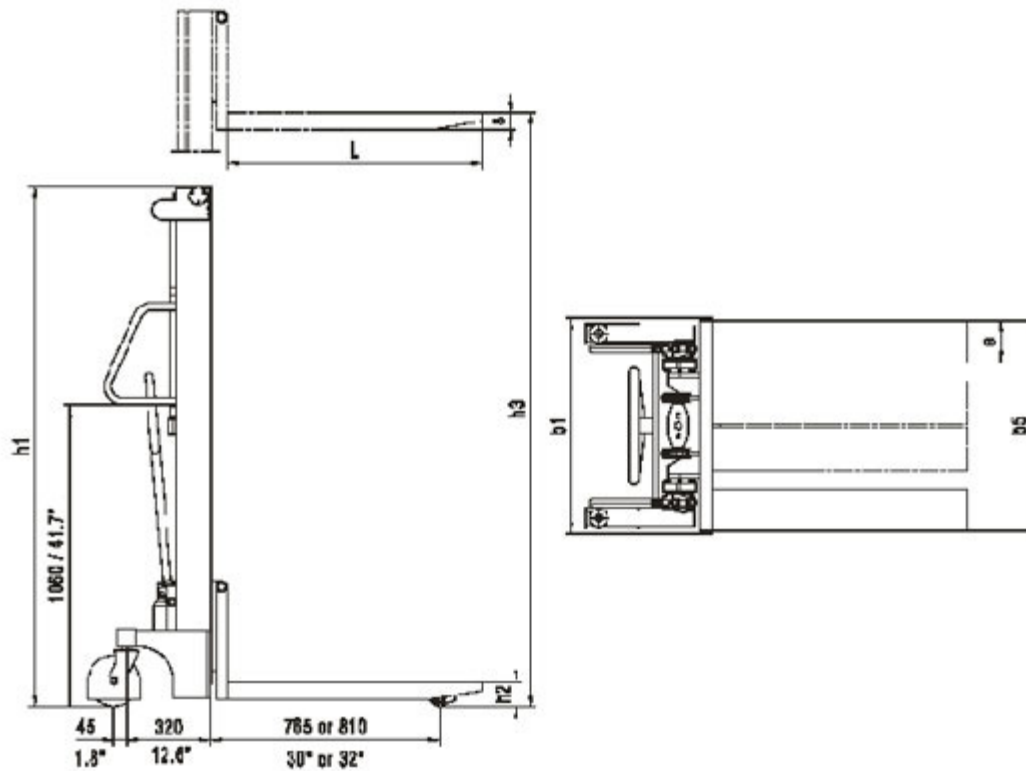


Fig.2



Fig.3. Apilador manual TH0013

### 1.2.1.2. Apilador semi eléctrico

Es un producto desarrollado a partir del apilador hidráulico manual, el cual sustituye el levantamiento manual por el levantamiento por conducción eléctrica, siendo su cambio de dirección controlado manualmente. Este apilador tiene a las baterías como su fuente de energía, y un motor DC como el impulsor, que mueve la bomba de aceite para proveer aceite a presión a los cilindros de levante, y hacer que el cilindro se mueva arriba y abajo, y levante las horquillas con su carga.

El apilador semi eléctrico tiene las características de ahorro de energía, alta eficiencia, operación estable, facilidad de operación, seguridad y confiable, bajo ruido, y no contaminación, y es confiable para apilar y manejar en pisos duros y nivelados.

Se utilizan para transportar cargas entre 1000 y 1500 kg. La altura máxima de elevación es hasta 3'5 mts.

Como resultado, este tipo de apilador es ampliamente utilizado para operaciones de apilamiento en almacenes, estación de carga, muelles, etc.

#### Mantenimiento

El mantenimiento del apilador está dividido en: mantenimiento de rutina y en mantenimiento regular para los sistemas mecánico, hidráulico y eléctrico.

Mantenimiento de rutina: el mantenimiento diario es limpiar la superficie del apilador, la batería y la firmeza de las conexiones de las terminales del cable de suministro de energía.

1. Mantenimiento para sistema Mecánico: Una vez cada medio año. Lo principal es agregar lubricante a los rodillos de la rueda principal, del marco rígido, también si las horquillas pueden ser levantadas o bajadas normalmente, examinar la firmeza de los conectores y la flexibilidad de las ruedas. El ruido de operación del apilador no debe ser más de 70 dB después del mantenimiento.

2. El mantenimiento para el sistema hidráulico: Una vez cada medio año. Se examinara si el cilindro de aceite esta normal, si hay alguna fuga externa o interna, si la conexión hidráulica y la manguera son confiables sin fugas.

El aceite hidráulico debe ser conservado limpio, y generalmente debe remplazarse cada 12 meses. Se adopta el estándar ISO de aceites para el aceite hidráulico. Cuando la temperatura ambiente es  $-5^{\circ}\text{C} \sim 40^{\circ}\text{C}$ , HL-N46 o HL – N68 es lo que se debe usar. Cuando la temperatura ambiente es  $-35^{\circ}\text{C} \sim -5^{\circ}\text{C}$ , se debe usar el HV – N465 o el HV – N68. El aceite ya usado debe tratarse de acuerdo a las leyes locales de Ecología.

3. El mantenimiento para el equipo eléctrico: Una vez cada tres meses. Primero se debe examinar si la gravedad específica de la solución electrolítica de la batería [gravedad específica a 1.24 (a  $25^{\circ}\text{C}$ ) en áreas tropicales, y 1.26 (a  $25^{\circ}\text{C}$ ) en otras áreas] es la adecuada, y si las terminales están limpias. De otro modo, la gravedad especifica debe ser ajustada a como se requiere, y las terminales deben limpiarse y recubrirse con vaselina, y apretarse. También se debe examinar si las conexiones de los aditamentos



eléctricos son confiables, los switches están normales y el aislamiento está bien. (la resistencia de aislamiento entre los aditamentos eléctricos y el cuerpo del Apilador debe ser mayor a 0.5 M ohms)

### Especificaciones técnicas

		Cota	TH0049	TH0052	TH0055
General	Sistema de tracción		manual	manual	manual
	Capacidad de carga (kg)	Q	1000	1000	1000
	Distancia al centro de carga (mm)	C	600	600	600
	Distancia entre ejes (mm)	y	1160	1160	1160
	Peso (incluidas baterías)		410	475	495
Chasis	Tipo de ruedas		Nylon/PU	Nylon/PU	Nylon/PU
	Tamaño ruedas de timón (diámetro x grosor) (mm)		180x50	180x50	180x50
	Tamaño ruedas traseras (diámetro grosor)		74x70	74x70	74x70
	Nº de ruedas timón/trasera		2/4	2/4	2/4
	Distancia entre ruedas de timón (mm)	b <sub>2</sub>	658	658	658
	Distancia entre ruedas traseras (mm)	b <sub>3</sub>	390/490	390/490	390/490
Dimensiones básicas	Altura mínima del mástil (mm)	h <sub>1</sub>	1980	1830	2080
	Altura máxima de elevación (mm)	h <sub>2</sub>	1600	2500	3000
	Altura máxima del mástil extendido (mm)	h <sub>3</sub>	1980	3070	3570
	Altura al tirador (mm)	h <sub>5</sub>	790/1156	790/1156	790/1156
	Altura de mínima de horquillas (mm)	h <sub>4</sub>	85	85	85
	Longitud total (mm)	L <sub>1</sub>	1720/1570	1720/1580	1720/1580
	Longitud hasta las horquillas (mm)	L <sub>2</sub>	610/670	610/670	610/670
	Anchura total (mm)	b <sub>1</sub>	762	762	762
	Dimensiones de las horquillas (mm)	s/e/L	60/180/1100	60/180/1100	60/180/1100
	Distancia entre extremos de horquillas (mm)	b <sub>4</sub>	570	570	570
	Anchura mínima de pasillos:				
	Para almacenamiento palets 1000x1200 (mm)	Ap	2145	2145	2145
	Para almacenamiento palets 800x1.200 (mm)	Ap	2175	2175	2175
	Radio de giro (mm)	R	1280	1280	1280
Movimi.	Velocidad elevación cargado/descargado (mm/s)		90/140	90/140	90/140
	Velocidad descenso cargado/descargado (mm/s)		120/100	120/100	120/100
	Freno de estacionamiento		manual	manual	manual
Motor	Potencia de motor a S <sub>3</sub> -15% (kw)		1.5	1.5	1.5
	Batería: voltaje y capacidad nominal (V/Ah.)		12/150	12/150	12/150
	Peso de la batería (kg)		45	45	45

Tabla 3.



### Fallas posibles de operación y la detección de fallas

Numero	Falla	Análisis de la causa	Detección - Solución
1	Las horquillas no pueden alcanzar su altura máxima	1-No hay suficiente aceite hidráulico.	1-Reponga el aceite.
2	Las horquillas no pueden ser levantadas	1- Sobrecarga 2- La presión de la válvula de sobre – flujo es muy baja. 3- Fuga anormal interna en el cilindro de levante (de aceite) 4-Aceite hidráulico es insuficiente. 5-Insuficiente voltaje de la batería. 6-El switch general no está en “on”. 7-Switch eléctrico bloqueado o dañado. 8-Motor de la bomba dañado. 9-Bomba de aceite dañada 10-Botón de levante dañado.	1-Reduzca la carga 2-Ajuste la presión, a mas alta 3-Remplace los sellos 4-Agregue la cantidad apropiada de aceite hidráulico filtrado 5-Cargue la batería 6-Prenda el switch general (on) 7-Libere el candado eléctrico, o repárelo. 8-Repare o remplace 9-Repare o remplace 10-Repare o remplace
3	Las horquillas no pueden ser bajadas	1- El marco rígido interno está sobrecargado o deformado. 2- El marco rígido (parte externa) está sobrecargado y deformado 3- Rodillo del marco está muerto. 4- Varilla guía del marco esta curvada. 5- Agujero de retorno de aceite está bloqueado. 6- La válvula electromagnética esta fuera de control.	1-Repare o remplace 2-Repare o remplace 3-Repare o remplace 4-Repare o ajuste 5-Limpiar 6-Remediar el problema
4	El motor no arranca	1- El interruptor de emergencia está presionado, cortando la corriente 2- El voltaje está demasiado bajo. 3- Las conexiones eléctricas están Flojas	1-Gírelo en el sentido de las agujas del reloj. Libérole 2- Carguelo 3- Fíjelas.
5	La batería no carga	1- La batería está en mal estado	1- Cámbiela por una nueva.

## Croquis

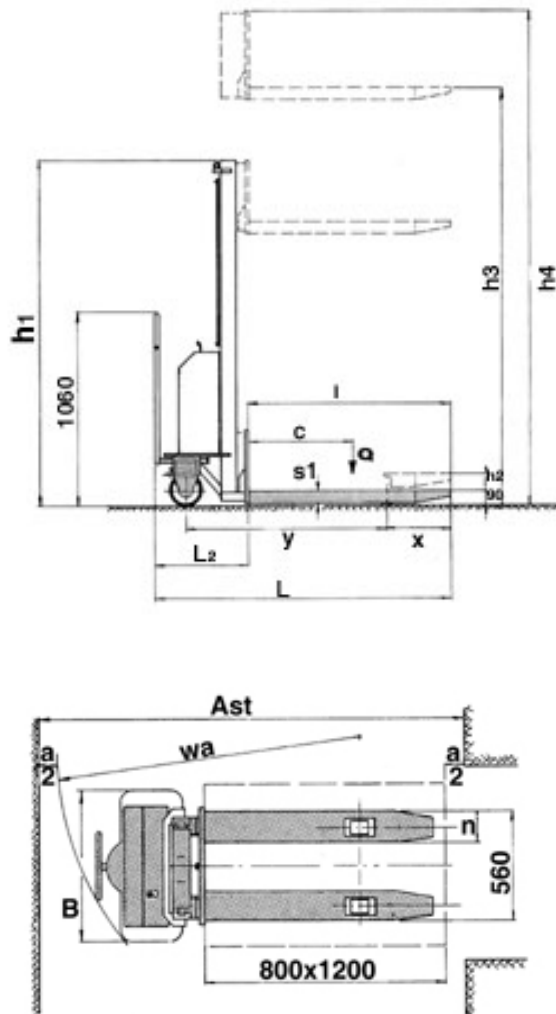


Fig.4



Fig.5 Apilador semi-eléctrico AA0031

### **1.2.1.3. Apilador eléctrico**

Es totalmente controlado eléctricamente, es eficiente y de uso conveniente. Es un tipo de apilador que tanto su sistema de elevación, como su desplazamiento se producen mediante electricidad.

Dispone de un sistema de elevación mediante motor eléctrico de 12 V. La elevación y el descenso se producen al accionar la palanca integrada. Así mismo, los mandos incluyen un pulsador de paro de seguridad “STOP” de enclavamiento; cuando es pulsado, las horquillas se detienen. El sistema eléctrico de descenso, proporciona un desplazamiento uniforme. La acción se detiene si el usuario no acciona directamente el control. Enfocado para transportar cargas más pesadas, hasta 2000 Kg.

#### **Mantenimiento**

1. Limpieza del apilador: Antes de realizar la limpieza del apilador se deben de tomar las siguientes medidas de precaución para no dañar el apilador, como desconectar la batería, utilizar un aspirador con cepillo antiestático para limpiar los elementos electrónicos, y en el caso de utilizar una manguera de alta presión se deben tapar todos los elementos eléctricos para que no adquieran humedad, así como no es conveniente utilizar alcohol u otras materia inflamables.

2. Mantenimiento del dispositivo electrónico: El mantenimiento del dispositivo electrónico debe ser realizado solo por personal autorizado, y al realizar el mantenimiento debe estar desconectada la batería del vehículo.

3. Soldar: Para realizar cualquier trabajo de soldadura se recomienda desmontar todos los elementos electrónicos y eléctricos para que no se dañen.

4. Montaje: Después de cualquier tipo de reparación se recomienda volver a montar las piezas en su posición de origen.

5. Ruedas: La conducción y la tracción del apilador se deben en gran parte a la buena calidad de las ruedas, por ello se recomienda cambiarlas cuando están desgastadas y utilizar las ruedas recomendadas por el proveedor, en el caso de que desee otro tipo de ruedas debe ser siempre con la autorización del proveedor. Es muy importante que se tenga en cuenta que debe cambiar las dos ruedas paralelas entre sí (lado derecho e izquierdo).

6. Engrase de la cadena de elevación: La cadena de elevación debe ser engrasada así como le viene indicado en la tabla de mantenimiento en el caso de que su entorno laboral este bajo una condiciones adversas como elevado nivel de suciedad y altas temperaturas se recomienda engrasarla más de a menudo.

7. Conducto de aceite hidráulico: Los conductos del aceite hidráulico deben ser cambiados cada 6 años, en el caso de que se haya cambiado el grupo hidráulico también deben ser sustituidos.

8. Mantenimiento diario:

- Revisar los electrolitos en la batería
- Revisar los terminales, cables y tapas de protección.
- Revisar se la batería esta estable en su ubicación.
- Revisar el vehículo a pruebas de fugas
- Revisar la cadena de elevación, cables, conductos de aceite y claxon
- Revisar el freno
- Revisar desgaste ruedas de accionamiento y de carga

## Especificaciones técnicas

	Cota	TH0200	TH0203
<b>General</b>			
Sistema de tracción		Eléctrico	Eléctrico
Capacidad de carga (kg)	Q	1200	1200
Distancia al centro de carga (mm)	C	600	600
Distancia de carga	X	680	680
Distancia entre ejes (mm)	y	1164	1164
Peso (incluidas baterías)	Kg	865	935
Carga por eje cargado (delantero/trasero)	Kg	933/1132	965/1170
Carga por eje descargado (delantero/trasero)	Kg	390/475	422/513
<b>Chasis</b>			
Tipo de ruedas		poliuretano	poliuretano
Tamaño ruedas de timón (diámetro x grosor) (mm)		250x89	250x89
Tamaño ruedas traseras (diámetro x grosor) (mm)		80x93	80x93
Tamaño ruedas adicionales (diámetro x grosor) (mm)		150x54	150x54
Nº de ruedas timón/trasera		2/4	2/4
Distancia entre ruedas de timón (mm)	b <sub>2</sub>	650	650
Distancia entre ruedas traseras (mm)	b <sub>3</sub>	390/505	390/505
Altura mínima del mástil (mm)	h <sub>1</sub>	1976	1951
Altura máxima de elevación (mm)	h <sub>2</sub>	1520	1580
Altura máxima de carrera (mm)	h <sub>3</sub>	1520	2820
Altura máxima del mástil extendido (mm)		1976	3265
Altura al tirador (mm)	h <sub>14</sub>	856/1378	856/1378
Altura de mínima de horquillas (mm)	h <sub>13</sub>	81	81
Longitud total (mm)	L <sub>1</sub>	1831	1831
Longitud hasta las horquillas (mm)	L <sub>2</sub>	680	680
Anchura total (mm)	b <sub>1</sub>	890	890
Dimensiones de las horquillas (mm)	s/e/L	60/180/1150	60/180/1150
Distancia entre extremos de horquillas (mm)	b <sub>5</sub>	570/685	570/685
Distancia al suelo desde los ejes (mm)	m <sub>2</sub>	26	26
Anchura mínima de pasillos:			
Para almacenamiento palets 1000x1200 (mm)	Ap		
Para almacenamiento palets 800x1.200 (mm)	Ap	2217	2217
Radio de giro (mm)	R	1361	1361
Velocidad sin carga/ con carga	Km/h	4/5.3	4/5.3
Velocidad elevación cargado/descargado (mm/s)		125/156	125/156
Velocidad descenso cargado/descargado (mm/s)		96/89	96/89
Capacidad ascensional con carga/ sin carga	%	6	12
Freno de estacionamiento		electromagnético	electromagnético
<b>Motor</b>			
Motor de tracción S2 60 min	kw	1.2	1.2
Motor de elevación S3 -15% (kw)	kw	2.2	2.2
Batería: voltaje y capacidad nominal (V/Ah.)		24/140	24/140
Peso de la batería (kg)		45	45

Tabla 4.

## Fallas posibles de operación y la detección de fallas

Numero	Falla	Análisis de la causa	Detección - Solución
1	Las horquillas no pueden alcanzar su altura máxima	1- No hay suficiente aceite hidráulico. 2- vehículo apagado 3- fusible fundido 4- carga de batería entre 20-30% 5- Palanca no hace contacto	1- Reponga el aceite. 2- encender vehículo 3- cambiar fusible 2FU 4- revisar batería y recargar 5- revisar palanca y reemplazarla
2	El motor no arranca	1- El interruptor de emergencia está presionado, cortando la corriente. 2- El contacto en posición "0" 3- El voltaje está demasiado bajo. 4- Las conexiones eléctricas están flojas 5- Fusible fundido. 6-Timón no está en posición "F"	1- Gírelo en el sentido de las agujas del reloj. Libérole 2- El contacto cambiarlo a posición 1 3- Carguelo 4- Fíjelas. 5- Revisar fusible FU y FU1, cámbielo por uno nuevo. 6- poner en posición "F"
3	Las horquillas no pueden descender	1- El émbolo o mástil están deformados, resultado de una carga no uniforme hacia un lateral o de una sobrecarga. 2- El apilador fue guardado durante tiempo prolongado con las horquillas en posición elevada, y el émbolo en el exterior, produciéndose oxidación y atrancándose el hidráulico 3- La válvula de liberación de la bomba no está abierta	1- Cámbielo por uno nuevo. 2- Cuide que las horquillas descansen siempre en la posición más baja. Preste atención a los engrases de la barra. 3- Compruébela, si está dañada, replácela.
4	La batería no carga	1- La batería está en mal estado 2- El enchufe está flojo	1- Cámbiela por una nueva. 2- Fíjelo.
5	Vehículo solo va hacia una dirección	1-Palanca o cables hacen mal contacto	1-Revisar Palanca y cables en caso defectuoso cambiarlos

6	Vehículo circula muy lento	1- Batería baja 2- freno electromagnético bloqueado 3- cables mal conectados	1- cargar batería 2- desbloquear freno 3- conectar los cables correctamente
---	----------------------------	--	---

Tabla 5.

## Croquis

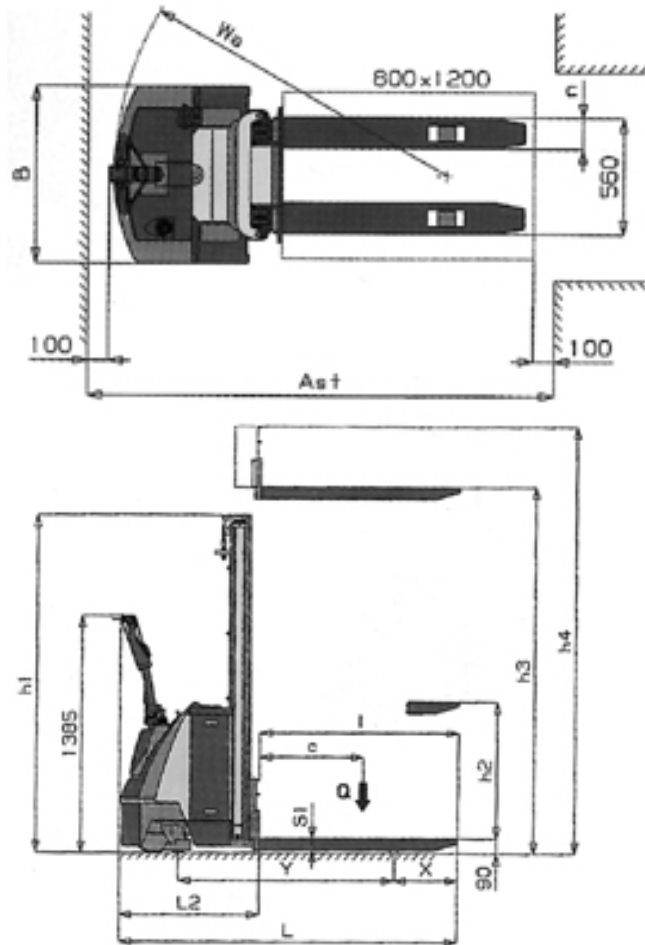


Fig.6



Fig.7 Apilador eléctrico AA0145

#### 4. Apilador de contrapeso

Dentro de este grupo podemos encontrar, apilador con conductor acompañante y para pasillos estrechos. De tamaño pequeño, flexible para operar, se utiliza principalmente en el transporte de mercancías para fábricas y almacenes.

Apilador con conductor acompañante



*Fig.8*

Apilador para pasillos estrechos



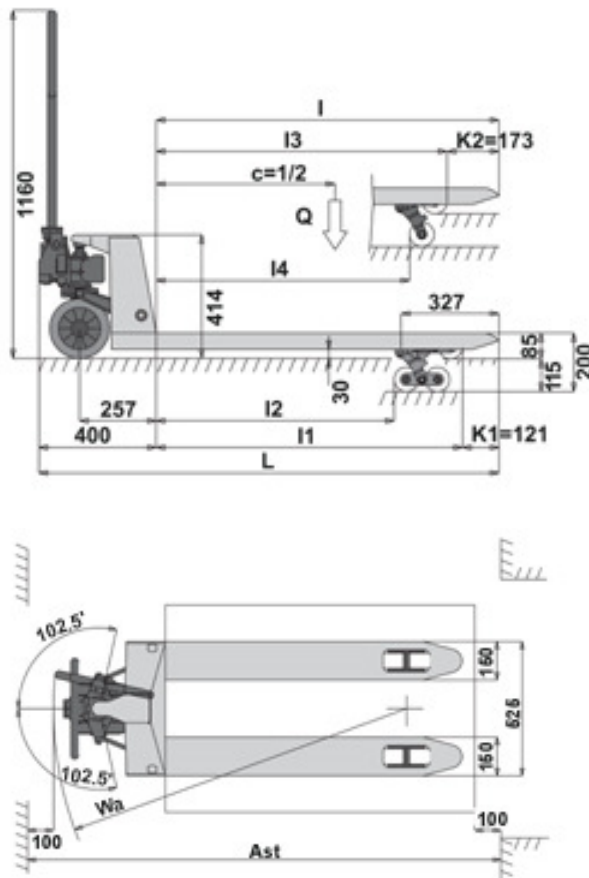
*Fig.9*



## 5. Otro tipo de maquinaria utilizada para transportar cargas

## Transpaleta manual ergolift

La transpaleta manual es una carretilla de pequeño recorrido de elevación, trasladable a brazo, equipada con una horquilla formada por dos brazos paralelos horizontales unidos sólidamente a un cabezal vertical provisto de ruedas en tres puntos de apoyo sobre el suelo y que puede levantar y transportar paletas o recipientes especialmente concebidos para este uso.



*Fig.10*



*Fig.11*

## Transpaletas eléctricas

Es un producto diseñado a partir de la estructura de la transpaleta normal pero integra en su interior un motor controlado electrónicamente para los movimientos de avance y retroceso de la transpaleta. El motor está alimentado con dos baterías de 12V y 40Ah. La velocidad de avance se controla electrónicamente desde el timón, como si de una transpaleta electrónica se tratara. El freno es electromagnético. La elevación se realiza manualmente como en una transpaleta manual.

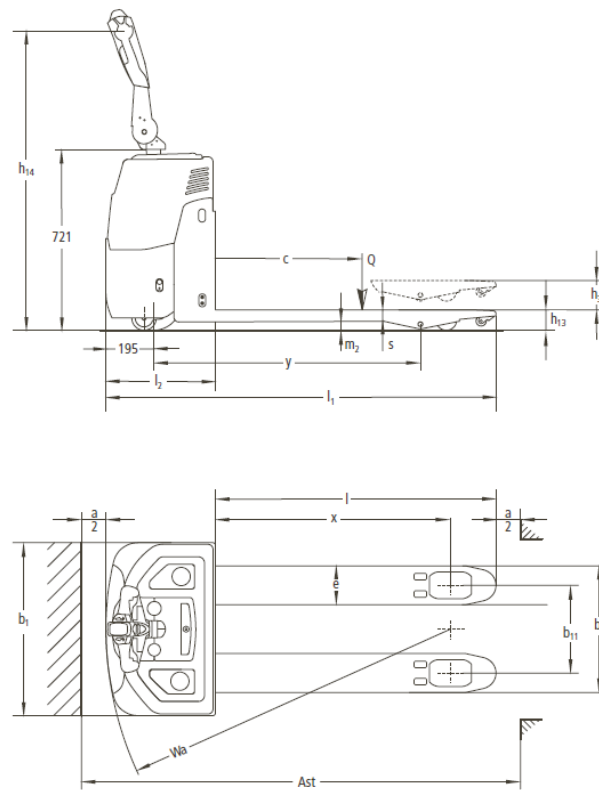


Fig.12



*Fig.13*

### **Carretilla elevadora contrapesada**

Carretilla elevadora automotora es todo equipo con conductor a pie o montado, ya sea sentado o de pie, sobre ruedas, que no circula sobre raíles, con capacidad para auto cargarse y destinado al transporte y manipulación de cargas vertical u horizontalmente. También se incluyen en este concepto las carretillas utilizadas para la tracción o empuje de remolques y plataformas de carga.



*Fig.14*

### 1.2.2. Selección de apiladores

Una vez vistos algunos tipos de maquinaria que hay en la actualidad, y centrándonos en nuestro modelo a diseñar, si tuviésemos que seleccionar un apilador adecuado para nuestras necesidades, deberíamos tener presente:

Según el tipo de carga a manejar:

El peso en Kg. de la carga estándar (unidad de carga máxima).

Las alturas a las que debe elevarse.

Sus dimensiones, para conocer la posición del centro de gravedad de la misma y determinar la capacidad nominal necesaria en la carretilla.

El tipo de carga, para poder estudiar la posibilidad de utilizar algún tipo de implemento, de los muchos existentes en el mercado, que pudiera ser más adecuado que la horquilla y paletas convencionales.

Según la zona de trabajo:

La altura de los techos y puertas, para comprobar que la máquina puede evolucionar y efectuar las operaciones de estiba/apilado sin riesgo de interferencia con los mismos.

Los anchos de pasillos y puertas que aseguren la amplitud suficiente para la maniobrabilidad de la máquina seleccionada. El RD 486/1997 al respecto dice que *"la anchura de las vías por las que puedan circular medios de transporte y peatones deberá permitir el paso simultaneo con una separación de seguridad suficiente"*.

Dado que la exigencia anterior no aporta información concreta sobre la anchura de los pasillos de circulación, detallamos seguidamente datos concretos obtenidos de bibliografía especializada:

Pasillos en los que circule carretillas con sentido de circulación único: la anchura máxima (carretilla o carga) + 1 m

Pasillos de doble sentido de circulación: la anchura máxima (carretillas + cargas) + 1,20 m

La resistencia de forjados, elevadores, plataformas y pisos de vehículos sobre los que deba circular, así como los tipos de suelo y sus características (adherencia, etc.).

Otras características particulares como pueden ser los peligros inherentes a las atmósferas de las zonas de trabajo (peligro de incendio o explosión, existencia de polvo), el trabajo en intemperie, etc.

A continuación se adjunta un pequeño cuadro de selección de apiladores, en función de la carga a transportar y la altura a elevar, para hacernos una idea de las características que tendría que tener nuestro apilador en función de lo que más nos convenga.

### 1.2.2.1. Cuadro de selección

	Altura Elevación	Hasta 1600 mm	2000 mm	2500 mm	3000 mm
Carga					
Hasta 1000 Kg		Manual MOBILE ECO EMS10-16  Manual CLIMAX SM1016  Semi eléctrico CLIMAX TVH SE1016S  Semi eléctrico Mobile Industries ECO EHS10-16  Eléctrico MOBILE ECO APS10-16	Semi eléctrico CLIMAX TVH SE1020S		
1200 kg				semi eléctrico CLIMAX TVH SE1225S	semi eléctrico CLIMAX TVH SE1229S
1500kg		semi eléctrico SPM 1516  eléctrico MOBILE ECO APS15-16		semi eléctrico SPM 1525  eléctrico MOBILE ECO APS15-25	semi eléctrico SPM 1530  eléctrico MOBILE ECO APS15-30
2000Kg		eléctrico MOBILE ECO APS20-16			

Tabla 6.

## **Conclusión**

Lo que podemos deducir del cuadro es que los apiladores manuales son los que menos carga pueden manejar así como también es menor su altura de elevación, esto se debe a que todo el trabajo se realiza manualmente. A su vez son los más baratos porque no requieren de motor y batería para su funcionamiento.

Por el contrario los apiladores eléctricos, son los que pueden manejar más peso o elevar la carga a una altura superior a 2 metros, pero tienen como desventaja que son los más caros. Necesitan de un motor y una batería para su funcionamiento y también de un mantenimiento más continuo.

Por todo esto, los apiladores semi eléctricos son una buena solución económica para realizar las tareas intermedias y a la larga, más comunes, de carga y descarga.

Como vemos en el cuadro, dada la versatilidad que tienen, te permiten, elevar una carga más o menos pesada, a una altura considerable.

Por tanto, será este tipo de apilador el que seleccionemos para nuestro diseño.

### 1.2.3. Normativa

En el transporte y manipulación de cargas, tanto en locales interiores como en emplazamientos exteriores de las empresas, las carretillas automotoras ya sean elevadoras o simplemente transportadoras juegan un papel primordial y su utilización conlleva una serie de riesgos tanto para los bienes que se manipulan e instalaciones de almacenamiento como primordialmente para los operadores y personal que trabaja en su entorno.

Las carretillas automotoras comercializadas o puestas en servicio a partir de 1996 vienen identificadas con el marcado "CE" indicativo de que las mismas cumplen con los requisitos esenciales de seguridad y salud establecidos en el Anexo I de los RD 1435/1992 y 56/1995 (Directiva 98/37/CE). No obstante, gran cantidad de carretillas en uso carecen de tal marcado por haberse comercializado con anterioridad a esa fecha y deben adecuarse a los requisitos fijados en el Anexo I del RD 1215/1997 y utilizarse siguiendo los criterios fijados en el Anexo II del citado RD.

Todo apilador debe cumplir con los estándares de acuerdo con la normativa,

#### **UNE-EN ISO 3691-5:2010**

Carretillas de manutención. Requisitos de seguridad y verificación.

Parte 5: Carretillas conducidas a pie. (ISO 3691-5:2009)

A continuación destacamos algunos puntos de la norma.

Según la norma ISO3691, “Especificación de seguridad para vehículos industriales”, cuando la altura de levante del apilador es menor de 3300mm (incluyendo 3300mm), la capacidad máxima de carga es la capacidad nominal. Se prohíbe la sobrecarga.

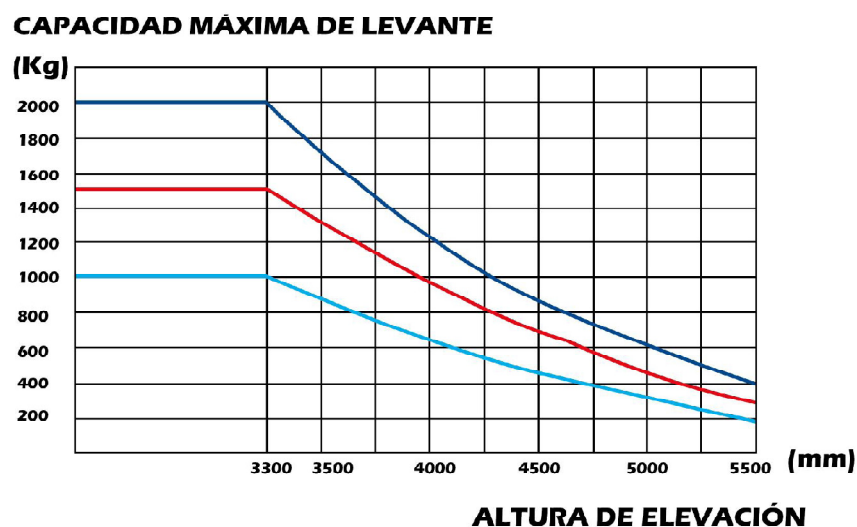


Fig.15

Otro punto a destacar es, cuando el apilador levanta la horquilla a una altura mayor de 500mm, en la operación de apilar, el apilador debe moverse suavemente y la distancia continua en su desplazamiento, no debe ser mayor a 2 metros. Se prohíbe transportar cargas una distancia larga cuando la altura de las horquillas es mayor a 500 mm.

Aunque más adelante nos centraremos en la persona del operador del apilador, en la norma se hace referencia al operador, el cual debe seguir la especificación de Seguridad para Vehículos Industriales” que es el ISO 3691: 1980:...”*El personal no entrenado, no debe permitírsele operar el apilador*”.

Por último, La Directiva 98/37/CE contempla que, en la medida que la seguridad lo exija, la máquina disponga de un dispositivo de parada de emergencia con mandos independientes. Asimismo, fija la necesidad de que exista un dispositivo de estacionamiento para mantener inmóvil la máquina.

Además de cumplir con la norma descrita, deben tener los certificados:

ISO 9001. Sistema de gestión de Calidad

ISO 14001. Sistemas de Gestión Ambiental

ISO 4871, el nivel sonoro debe ser menor a 70dB(A).

## **Operador de carretillas**

Respecto del operador de carretillas hay que prestar atención a dos aspectos fundamentales: las condiciones que debe reunir a priori, y su formación.

### **Condiciones**

De acuerdo con el RD 1435/92 (Directiva 98/37/CE), el operador de una máquina es *"la(s) persona(s) encargada(s) de instalar, poner en marcha, regular, mantener, limpiar, reparar o transportar una máquina". Las anteriores disposiciones definen al conductor de una máquina móvil como "un operador competente encargado del desplazamiento de una máquina. El conductor podrá ir o en la máquina, o a pie acompañando la máquina, o bien actuando mediante mando a distancia"*.

El RD 1215/97 también define que el operador es *"el trabajador encargado de la utilización de un equipo de trabajo"* y en su anexo II, apartado 2.1 requiere que *"la conducción de equipos de trabajo automotores estará reservada a los trabajadores que hayan recibido una formación específica para la conducción segura de estos equipos de trabajo"*:

La función del operador en el manejo de las carretillas elevadoras es primordial y por ello deberán ser personas con las aptitudes psico-físicas y sensoriales adecuadas, que hayan recibido la formación suficiente para que sean competentes en este trabajo, que hayan sido autorizados específicamente por el empresario para este fin y que exista constancia y registro tanto de la autorización como de la formación recibida.



## **Normas básicas para el manejo seguro de un apilador**

Aunque en la utilización de cada tipo concreto de apiladores deben seguirse los procedimientos específicos que se recomiendan en los "*Cursos de formación de operadores*" y en el "*Manual de Instrucciones*" entregado por el fabricante, a continuación se exponen algunas recomendaciones de tipo general.

1. El operario debe leer y entender el manual y todas las señales de advertencia del apilador antes de empezar a usarlo.
2. No usar el apilador sin previamente tener los conocimientos adecuados.
3. Revisar e inspeccionar la elevación de las horquillas antes de usar el apilador. Poner especial atención a las ruedas, el timón y el bastidor.
4. No usar el apilador en pendiente, sobre suelo mojado o en ambientes con peligro de explosivos
5. Cuando las horquillas estén subiendo o bajando, no permitir que ninguna persona se sitúe bajo ellas, pase entre ellas o se suba a ellas.
6. Cuando la carga sea elevada o transportada es recomendable que no haya ninguna persona a menos de 600mm del apilador.
7. No sobrepasar la carga máxima especificada en este manual.
8. El peso de la carga se debe distribuir entre las dos horquillas. No usar únicamente una horquilla. El centro de gravedad de la carga debe estar en el centro de las dos horquillas.
9. Es recomendable el uso de guantes para una mejor protección durante el uso del apilador.
10. En caso de no usar el apilador mantener las horquillas en la posición más baja.
11. En cualquier otra circunstancia el operario deberá tener mucho cuidado a la hora de usar el apilador.

## **Equipo de protección individual (EPI)**

Se deben utilizar equipos de protección individual adecuados a los riesgos existentes en el lugar de trabajo, no eliminados ni controlados suficientemente por medidas técnicas de protección colectiva o por medidas organizativas.

Traje: Mono de mangas, amplio.

Guantes: Resistentes y flexibles.

Calzado: De seguridad, con la puntera metálica y suela antideslizante, cuando además el operario, en su puesto de trabajo, debe realizar operaciones de manutención manual.

Casco, aconsejable al igual que un cinturón lumbo-abdominal para evitar problemas en la espalda.

#### 1.2.4. Descripción general de la máquina seleccionada para el análisis

Nuestra máquina consiste en un apilador semi eléctrico. Como ya hemos visto anteriormente, es un producto desarrollado a partir de un apilador hidráulico manual sustituyendo el levantamiento manual por el levantamiento eléctrico. Nos permiten realizar labores de transporte, elevación y apilado.

##### 1.2.4.1. Especificaciones técnicas de nuestro apilador

Nombre	Unidad	Medida
Capacidad máxima de carga	Kg	1530
Centro de carga	Mm	625
Unidad de potencia	Batería de almacenaje	
Altura de levante	Mm	1600
Altura de la horquilla en el suelo	Mm	100
Longitud de las horquillas	Mm	1250
Ancho entre centro de horquillas	Mm	600
Ancho de cada horquilla	Mm	150
Espesor de la horquilla	Mm	12
Longitud total	Mm	1550
Ancho total	Mm	750-800
Altura total	Mm	2000
Velocidad de elevación	M/s	0.1
Peso en vacío aproximado incluida batería	Kg	1.300 Kg
Dimensiones de la rueda	Mm	Ø 180 x 40
Dimensiones de las ruedas frontales	Mm	Ø 85 x 75
Modo de frenar para parar	Mecánica	
Potencia del motor de elevación	KW	2.2
Voltaje	V	12
Peso aproximado de la batería	Kg	300
Nivel máximo de ruido percibido por el conductor	< 70 dB	

#### 1.2.4.2. Descripción de las partes que componen el apilador

- **Horquillas:** Es una de las principales partes de la maquinaria, ya que gracias a ellas se puede producir el movimiento de la carga. La carga se sitúa en la parte superior de las horquillas y gracias al movimiento vertical de las mismas es posible desplazarla.

Tiene forma de “U” para poder dejar un hueco en su interior donde alojar los largueros. Esta forma es buena para trabajar a torsión, ya que la carga no siempre está centrada con respecto a las horquillas por lo que se puede producir un movimiento torsional. La punta la tienen redondeada para, primero evitar los golpes en la medida de lo posible y segundo para mejorar la penetración en el pallet que se quiera cargar.

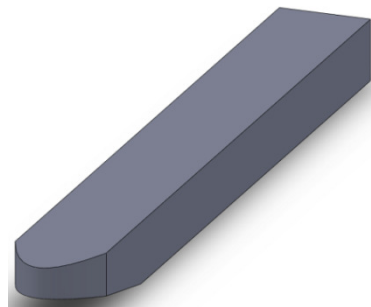


Fig.16

- **Porta horquillas:** Placa fijada al mástil que permite el acoplamiento y la sujeción de las horquillas u otros implementos. Es el encargado de transmitir el movimiento del pistón. Si es necesario, detrás del tablero porta horquillas debe montarse un respaldo de apoyo de la carga (placa porta horquilla) para evitar el deslizamiento de la misma sobre el operador.

Consiste en una placa de espesor considerado, con salientes para acoplar los rodillos de las ruedas que se deslizan a través de los mástiles.

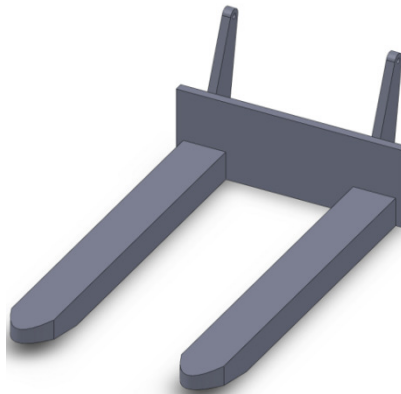
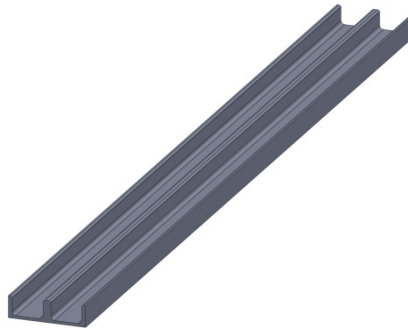


Fig.17

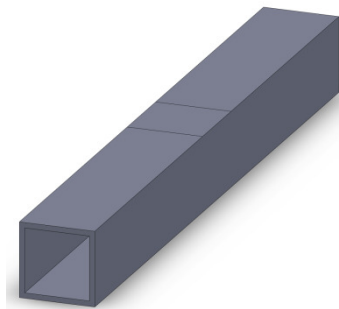
- **Mástil:** Sirve como guía al porta horquillas en su movimiento de ascenso o descenso. Además junto con los largueros forman el chasis de la máquina, dando estabilidad a la misma.

Es un perfil metálico con forma de “U” para poder alojar en su interior los rodamientos del porta horquillas.



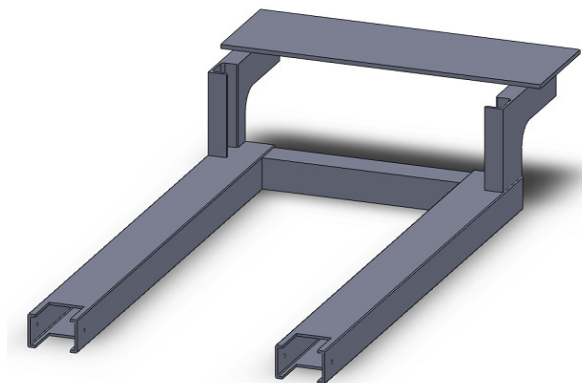
*Fig.18*

- **Travesaño:** Sirve de unión entre los largueros y de apoyo al cilindro encargado de elevar la carga.  
Tubo cuadrado de espesor determinado, suficiente para aguantar las tensiones que en él se crean.



*Fig.19*

- **Larguero:** Es la parte de la máquina que está sometido a mayores esfuerzos, y gracias a los cuales la máquina puede mantener su verticalidad y realizar el movimiento de desplazamiento. Está en continuo contacto con el suelo gracias a las ruedas que lleva acopladas en su interior. Estará expuesto a movimientos bruscos y vibraciones debido a la irregularidad del terreno.  
Son tubos rectangulares de acero.



*Fig.20*

- **Ruedas:** Sirven de apoyo de la carretilla sobre el suelo permitiendo la tracción de la misma. Pueden ser de bandas macizas (aro o sección circular de caucho o plástico duro montado sobre un núcleo de acero o fundición) o súper elásticas macizas (similares a las anteriores pero con un aro de caucho de mayor espesor, formado por varias capas de distintos gruesos y tipos de material que le da un cierto grado de elasticidad).
  - **Rueda directriz:** Situada en la parte trasera de la máquina, son las encargadas de dirigir el apilador a través del moviendo del hombre.

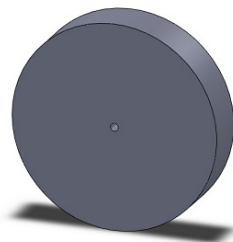


Fig.21

- **Rueda motriz:** son las ruedas que reciben el par motor.

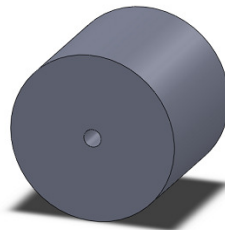


Fig.22

- **Pasadores:** Une la parte fija de la máquina con la otra móvil. Son barras macizas de acero.
- **Polea:** Sirve para transmitir una fuerza. Se trata de una rueda, generalmente maciza y acanalada en su borde, que, con el curso de una cuerda o cable que se hace pasar por el canal ("garganta"), se usa como elemento de transmisión para cambiar la dirección del movimiento en máquinas y mecanismos.

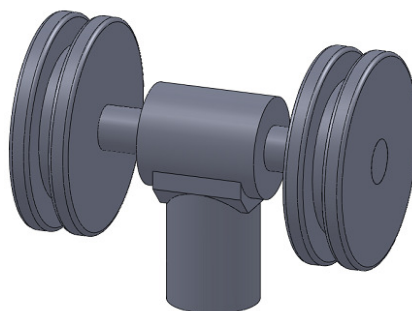


Fig.23

- **Cilindros hidráulicos** (también llamados **motores hidráulicos lineales**) son actuadores mecánicos que son usados para dar una fuerza a través de un recorrido lineal.



*Fig.24*

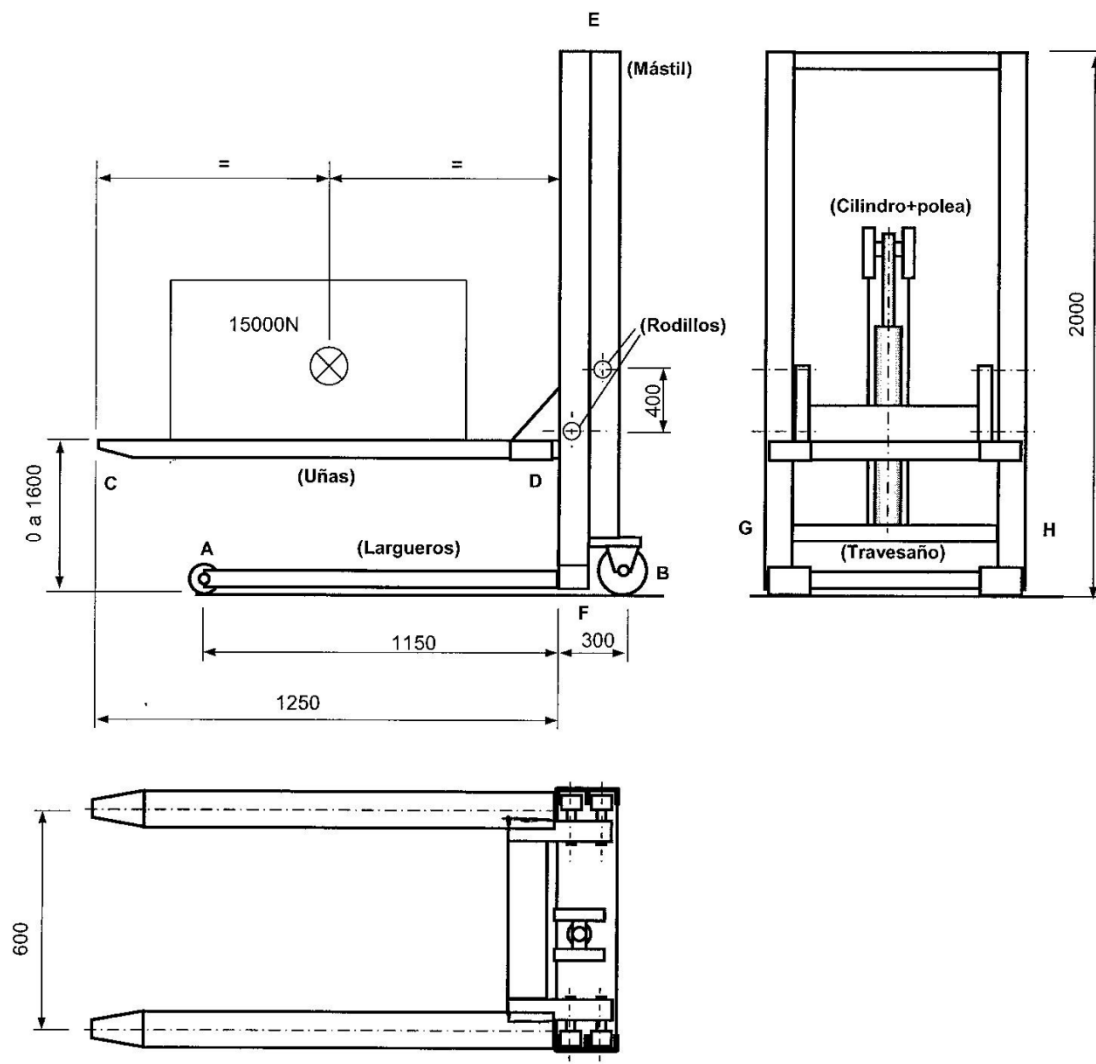
- **Grupo motor y transmisión:** Es el conjunto de elementos que accionan los ejes y grupos motores y directores Incluye los motores térmicos o eléctricos y los distintos tipos de transmisión, mecánica, hidráulica, etc.
  - **Motor de la bomba:** El ascenso o descenso de la carga se lleva a cabo mediante la presión producida por la rotación de una bomba hidráulica. Alto par de arranque y estabilidad de rotación.
- **Batería:** Sirve de fuente de alimentación.
- **Sistema de dirección:** Consta de un de un timón en carretillas de operador a pie. Puede ser mecánico, hidráulico o eléctrico.

### 1.3. Cálculos analíticos

### 1.3.1. Hipótesis de trabajo

En primer lugar es necesario conocer cómo trabaja el modelo existente, la configuración que tiene y el porqué de ésta. Para poder estudiarlo, haremos un pre dimensionamiento analíticamente, estudiando nuestro modelo en la posición más desfavorable, que corresponde a la máquina soportando la máxima carga en su posición más elevada, así se podrá verificar cuan eficiente es la máquina.

Para el estudio utilizamos un croquis similar a los modelos ya existentes. A partir del mismo, se extraerán las reacciones que soporta cada uno de los elementos del apilador, con el fin de modelarlos con el SolidWorks, en base a los cálculos analíticos. Posteriormente con el SolidWorks Simulation, se verificara si son correctas las dimensiones calculadas, o hay que modificarlas.



*Fig.25*



El material con el que diseñaremos la máquina es: *S350*

donde la letra indica el tipo de material que es, en este caso acero y el número la tensión de fluencia o límite elástico del material expresado en *MPa*, por lo tanto:

$$\sigma_F = 350 \text{ MPa}$$

Otra consideración a tener en cuenta en el estudio, es que la carga máxima que elevará el apilador será de 15000N y la altura máxima que la podrá elevar, será de 1600 mm.

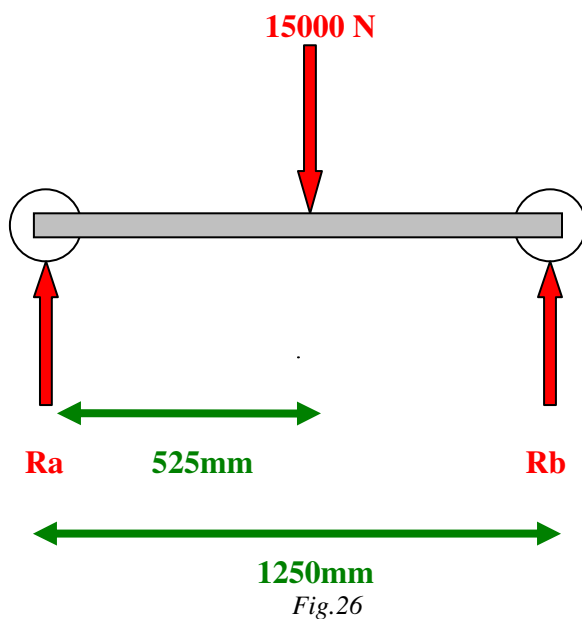
Por último, todo el dimensionamiento se llevará a cabo con la hipótesis o criterio de tensión cortante máxima y todos los elementos, tendrán que tener un coeficiente de seguridad a fluencia mínimo de 4.

### 1.3.2. Cálculo de las fuerzas que soportan las ruedas y los rodillos

Se calcula primeramente las reacciones que se producen en las ruedas, y una vez calculadas, se procederá a calcular las reacciones que sufren los rodillos del porta horquillas.

#### - Ruedas:

Realizamos el diagrama del sólido libre de toda la máquina. Las únicas fuerzas externas que tiene son las reacciones en las ruedas y la carga máxima que puede soportar, 15000N.



Equilibrio de fuerzas:

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 & \quad R_a + R_b = 15000 N \\ \sum M_a = 0 & \quad R_b \times 1450 - 15000 \times 525 = 0 \end{aligned}$$

$$R_a = 9568.96 N$$

$$R_b = 5431.03 N$$

Por lo tanto cada rueda soportará:

$$R_a = 4784.48 N$$

$$R_b = 2715.52 N$$

### - Rodillos:

Sobre el elemento formado por las horquillas y el porta horquillas, actúan dos fuerzas verticales, que son el peso máximo de la carga a elevar y la fuerza que realiza la correa del cilindro para elevarla.

Cuando situamos la carga máxima en las horquillas, crea una fuerza  $N$  en los pasadores del porta horquillas. (como vemos en el dibujo)

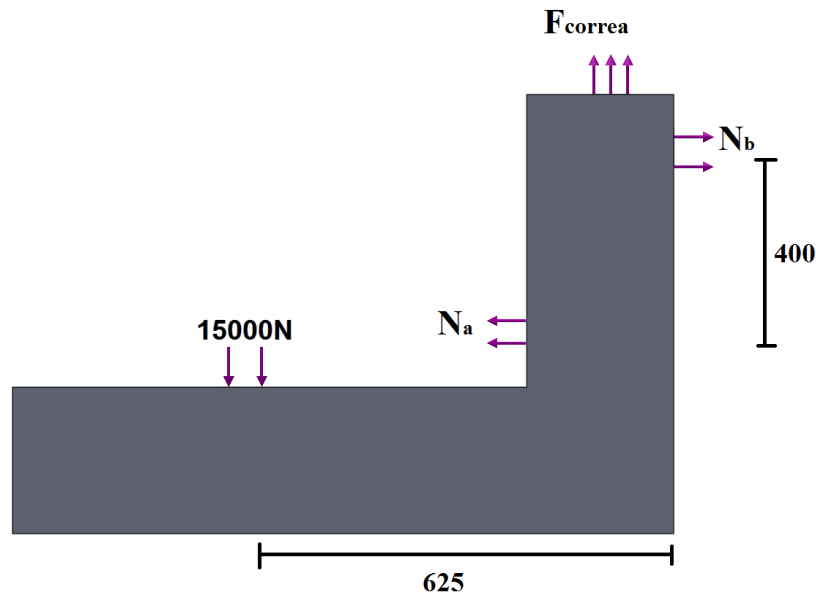


Fig.27

Para calcularlas las reacciones en los pasadores, haremos lo siguiente:

Equilibrio de fuerzas:

$$\sum F_x = 0 \quad N_a = N_b$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{correa} = 15000 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0 \quad N_b \times 400 = 15000 \times 625$$

$$N_a = N_b = 23437,5 \text{ N}$$

Como hay 4 rodillos, cada uno soportará:

$$N_a = N_b = 11718,75 \text{ N}$$

### 1.3.3. Cálculo del diámetro de los pasadores de las ruedas y de los rodillos

Conocidas las fuerzas que soportan las ruedas, podemos calcular el diámetro de los pasadores de las mismas, así como los espesores de las chapas donde se tienen que apoyar los pasadores. Los elementos se dimensionaran para que en cualquier punto de la sección más desfavorable, las tensiones que aparezcan sean siempre inferiores a las tensiones máximas admisibles, y que tengan un coeficiente de seguridad igual a 4.

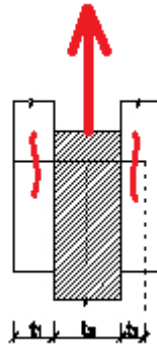


Fig.28

Como vemos en el dibujo, el pasador está sometido a un esfuerzo cortante que puede suponer la rotura por dos planos, hecho conocido como doble cortadura. Esto ocurre tanto en los pasadores de las ruedas como en los pasadores de los rodillos.

Calculamos primero los diámetros de los pasadores de las ruedas y los espesores de sus chapas de apoyo:

#### -Rueda A:

Esta rueda está sometida a una fuerza de 4784.48 N.

La tensión tiene la siguiente forma:

$$\tau_{\max} = \frac{F}{2A} \quad \text{siendo: } A = \pi r^2$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2\tau_{\max,adm}} = \frac{350}{2\tau_{\max,adm}} = 4 \Rightarrow \tau_{\max,adm} = 43,75MPa$$

como  $\tau_{\max} \leq \tau_{\max,adm}$  procedemos a calcular el diámetro con limite la tensión máxima.

$$\frac{4784,8}{2A} \leq 43,75MPa$$

Por lo tanto:

$$A = 54,67 \text{ mm}^2$$

$$d_{\text{pasadores, ruedaA}} = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = 8,34 \approx 9 \text{ mm}$$

$$d_{\text{pasadores, ruedaA}} \approx 9 \text{ mm}$$

Debido a la misma fuerza, los pasadores se aplastan contra las chapas de apoyo, de manera que el área resistente,  $A_r$ , es decir, el área que sufre el aplastamiento es:

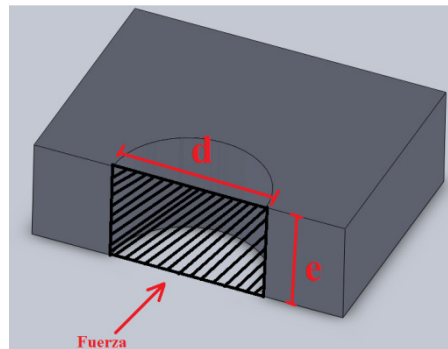


Fig.29

La tensión normal se obtiene como:

$$\sigma = \frac{F}{2A_r} = \frac{R_a}{2(d_{\text{pasador}} \times e_{\text{chapa}})}$$

La tensión cortante máxima cuando sólo hay compresión, será:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma}{2} = \frac{R_a}{4(d_{\text{pasador}} \times e_{\text{chapa}})} = \frac{4784,48}{4 \times 9 \times e_{\text{chapa}}}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2\tau_{\text{max,adm}}} = \frac{350}{2\tau_{\text{max,adm}}} = 4 \Rightarrow \tau_{\text{max,adm}} = 43,75 \text{ MPa}$$

Y como  $\tau_{\text{max}} \leq \tau_{\text{max,adm}}$

$$\frac{478448}{4 \times 9 \times e_{chapa}} \leq 43,75 MPa$$

$$e_{chapaA} = 3,038 mm$$

### -Rueda B:

Ocurre exactamente lo mismo con esta rueda, la única diferencia es que la fuerza que sufre la rueda B es de 2715,52 N.

$$\frac{2715,52}{2A} \leq 43,75 MPa$$

$$d_{pasadores,ruedaB} = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 31,03}{\pi}} = 6,28 \approx 7 mm$$

$$d_{pasadores,ruedaB} \approx 7 mm$$

Ahora calculamos el espesor de la chapa sobre la que apoya el pasador de la rueda B en las mismas condiciones que la rueda A pero con distinta fuerza y diámetro:

$$\tau_{max} = \frac{2715,52}{4 \times 7 \times e_{chapa}}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2\tau_{max,adm}} = \frac{350}{2\tau_{max,adm}} = 4 \Rightarrow \tau_{max,adm} = 43,75 MPa$$

$$\frac{2715,52}{4 \times 7 \times e_{chapaB}} \leq 43,75 MPa$$

$$e_{chapaB} = 2,21 mm$$

### -Rodillos:

Después de calcular los pasadores de las ruedas, hacemos lo propio con los pasadores de los rodillos.

Sabemos que la fuerza que tienen que soportar es  $N_a = N_b = 11718,75N$ , es necesario determinar qué tipo de esfuerzos van a producir y a partir de ahí, calcular las máximas tensiones en las posibles secciones de fallos.

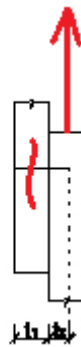


Fig.30

Como vemos en el dibujo, todos los pasadores estarán sometidos a un esfuerzo cortante que puede suponer una rotura simple.

$$\tau_{\max} = \frac{F}{A} = \frac{11718,75N}{A}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2\tau_{\max,adm}} = \frac{350}{2\tau_{\max,adm}} = 4 \Rightarrow \tau_{\max,adm} = 43,75MPa$$

$$\tau_{\max} \leq \tau_{\max,adm}$$

$$\frac{11718,75N}{A} \leq 43,75MP \rightarrow A = 267,85mm^2$$

$$d_{pasador} = \sqrt{\frac{A \times 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{267,85 \times 4}{\pi}} = 18,46 \approx 19mm$$

$$d_{pasador} \approx 19mm$$

Todos los pasadores tendrán el mismo diámetro, ya que todos sufren los mismos esfuerzos. Ocurrirá lo mismo con los espesores de la chapa de apoyo.

Siguiendo el mismo procedimiento, vemos que entre el pasador y el apoyo se va a producir un aplastamiento.

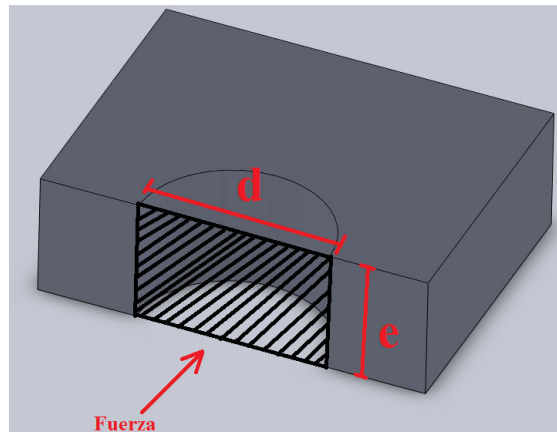


Fig.31

$$\sigma = \frac{F}{Ar} = \frac{N_a}{(d_{pasador} \times e_{chapa})}$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{N_a}{2(d_{pasador} \times e_{chapa})} = \frac{11718,75N}{2(19 \times e_{chapa})}$$

$$\tau_{\max,adm} = 43,75MPa$$

$$\tau_{\max} \leq \tau_{\max,adm}$$

$$\frac{11718,75N}{2(19 \times e_{chapa})} \leq 43,75MPa$$

$$e_{chapa} = 7mm$$



### 1.3.4. Selección de los perfiles que forman el chasis

#### 1- Larguero

Al aislar el larguero, éste sufre unas reacciones transmitidas a través del mástil, el cual se encuentra fijo. Aparecen un esfuerzo axial, un esfuerzo cortante y un momento.

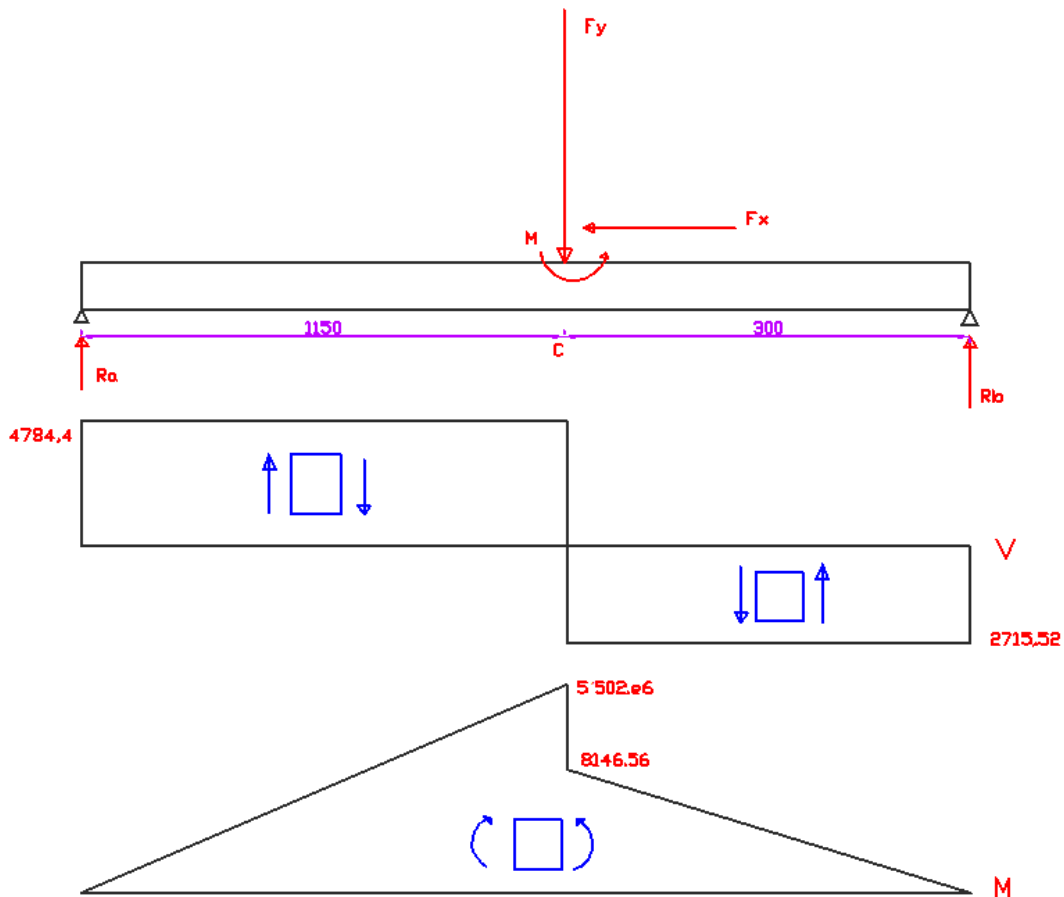


Fig.32

Aplicando el equilibrio de fuerzas,

$$\sum F_x = 0 \quad F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_a + R_b = F_y \quad F_y = 7500N$$

$$\sum M_a = 0 \quad R_b \times 1450 + M = F_y \times 1150$$

$$M = -4,687 \times 10^6 Nmm$$

Vemos que la sección más desfavorable del larguero es la C, la que posee el mayor momento flector. Así pues sabiendo que dicho momento es:

$$M_f = 5,502 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

Pasamos a seleccionar el perfil correspondiente:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2\tau_{\max}} \quad \tau_{\max} = \frac{350 \text{ MPa}}{2 \times 4} = 43,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{M_f}{W_f} \quad \tau_{\max} = \frac{\sigma_x}{2} = 43,75 \text{ MPa}$$

$$2 \times 43,75 = \frac{5,502 \times 10^6}{W_f} \quad W_f = 62880 \text{ mm}^3$$

Una vez conocido el momento de inercia seleccionamos en la tabla de perfiles de sección hueca rectangular, el perfil que tenga el momento de inercia que más se aproxime al nuestro. Elegiremos el de mayor valor para asegurarnos de que cumple todas las condiciones. En este caso será el perfil de dimensiones:

**PERFIL RECTANGULAR 80×120×7**

Siendo su  $W_f = 64,51 \text{ cm}^3$

Tabla de perfiles comerciales, sección hueca rectangular

Perfil	Peso	Dimensiones				Área sección transv.	Propiedades de la sección								C <sub>t</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	I <sub>t</sub> *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )			
		H (mm)	B (mm)	r <sub>0</sub> (mm)	r <sub>i</sub> (mm)		A (mm <sup>2</sup> )	I <sub>z</sub> *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>elz</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	W <sub>plz</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	I <sub>z</sub> (mm)	A <sub>we</sub> (mm <sup>2</sup> )	I <sub>y</sub> *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>ely</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )			W <sub>ply</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	I <sub>y</sub> (mm)	A <sub>wy</sub> (mm <sup>2</sup> )
HxB (mm)	e (mm)	G (kg/m)																	
90x60	4,0	8,59	90	60	8	4	1095	62,40	20,80	24,36	23,87	416	117,5	26,11	32,26	32,76	656	34,50	134,4
90x60	5,0	10,48	90	60	10	5	1336	73,24	24,41	29,13	23,42	500	138,7	30,82	38,66	32,22	800	40,71	161,4
90x70	2,0	4,82	90	70	4	2	613,7	49,98	14,28	16,24	28,54	264	73,4	16,30	19,26	34,58	344	22,76	93,2
90x70	3,0	7,07	90	70	6	3	900,8	71,00	20,29	23,44	28,07	384	104,6	23,24	27,82	34,07	504	32,43	135,2
90x70	4,0	9,22	90	70	8	4	1175	88,57	25,59	30,04	27,61	496	132,3	29,40	33,70	33,96	656	41,05	174,2
90x70	5,0	11,27	90	70	10	5	1436	105,8	30,23	36,06	27,15	600	156,8	34,84	42,91	33,05	800	48,70	210,1
90x70	6,0	13,21	90	70	12	6	1683	119,8	34,23	41,51	26,68	686	178,1	39,57	48,46	32,52	936	55,42	242,9
100x40	2,0	4,19	100	40	4	2	533,7	15,61	7,81	8,69	17,10	144	65,38	13,08	16,54	35,00	384	13,69	41,77
100x40	3,0	6,13	100	40	6	3	780,8	21,67	10,84	12,38	16,66	204	92,34	18,47	23,75	34,39	564	19,39	59,05
100x40	4,0	7,97	100	40	8	4	1015	26,69	13,35	15,65	16,22	256	115,7	23,14	30,26	33,77	736	24,04	74,53
100x40	5,0	9,70	100	40	10	5	1258	30,76	15,38	18,52	15,78	300	135,6	27,12	36,08	33,13	900,0	27,90	87,92
100x50	2,0	4,50	100	50	4	2	573,7	25,67	10,27	11,46	20,15	184	75,0	15,00	18,95	36,15	394,0	17,73	61,59
100x50	3,0	6,60	100	50	6	3	840,8	36,06	14,42	16,44	20,71	264	106,5	21,29	26,66	35,58	564,0	25,01	88,56
100x50	4,0	8,59	100	50	8	4	1095	44,95	17,98	20,93	20,26	336	134,1	26,83	34,10	35,00	736,0	31,35	112,99
100x50	5,0	10,48	100	50	10	5	1336	52,45	20,98	24,93	19,82	400	158,2	31,64	40,86	34,41	900,0	36,80	134,87
100x60	2,0	4,82	100	60	4	2	613,7	38,60	12,87	14,43	25,08	224	84,89	16,92	20,44	37,13	344,0	21,56	84,08
100x60	3,0	7,07	100	60	6	3	900,8	54,65	18,22	20,79	24,63	324	120,6	24,11	29,57	36,59	564,0	30,64	121,67
100x60	4,0	9,22	100	60	8	4	1175	68,68	22,89	26,60	24,18	416	152,6	30,52	37,94	36,04	736,0	38,68	156,27
100x60	5,0	11,27	100	60	10	5	1436	80,83	26,94	31,73	23,73	500	180,8	36,15	45,59	35,48	900,0	45,75	187,86
100x60	6,0	13,21	100	60	12	6	1683	91,20	30,40	36,64	23,28	576	205,3	41,06	52,54	34,92	1,056	51,92	216,44
100x80	2,0	5,45	100	80	4	2	693,7	73,87	18,47	20,97	32,63	304	103,8	20,76	24,38	38,68	394,0	29,24	134,59
100x80	3,0	8,01	100	80	6	3	1021	105,6	26,41	30,40	32,17	444	148,8	29,76	35,39	38,18	564,0	41,91	196,12
100x80	4,0	10,48	100	80	8	4	1335	134,2	33,54	39,15	31,70	576	189,5	37,89	45,62	37,68	736,0	53,38	253,8
100x80	5,0	12,84	100	80	10	5	1636	159,6	39,90	47,24	31,24	700	225,9	45,19	55,09	37,17	900,0	63,72	307,5
100x80	6,0	15,10	100	80	12	6	1923	182,1	45,53	54,67	30,77	816	258,4	51,68	63,82	36,63	1,056	72,98	357,4
110x70	3,0	8,01	110	70	6	3	1021	84,48	24,14	27,46	28,77	384	168,6	30,84	37,43	40,76	624	40,12	180,7
110x70	4,0	10,48	110	70	8	4	1335	107,0	30,57	35,32	28,31	486	216,0	39,27	48,25	40,23	816	51,00	233,3
110x70	5,0	12,84	110	70	10	5	1636	127,0	36,28	42,56	27,86	600	257,6	46,84	58,27	39,69	1,000	60,76	282,1
110x70	6,0	15,10	110	70	12	6	1923	144,5	41,28	49,19	27,41	696	294,6	53,57	67,50	39,14	1,176	69,46	327,1
120x40	2,0	4,82	120	40	4	2	613,7	18,50	9,25	10,21	17,36	144	104,1	17,34	22,28	41,18	464	16,78	52,3
120x40	3,0	7,07	120	40	6	3	900,8	25,79	12,89	14,60	16,92	204	148,0	24,67	32,16	40,54	684	23,51	74,6
120x40	4,0	9,22	120	40	8	4	1175	31,90	15,95	18,53	16,48	256	186,9	31,15	41,21	39,89	886	29,24	94,2
120x40	5,0	11,27	120	40	10	5	1436	36,93	18,46	22,02	16,04	300	220,8	36,80	48,45	39,22	1,100	34,05	111,4
120x40	6,0	13,21	120	40	12	6	1683	40,97	20,49	25,08	15,60	336	250,0	41,66	58,88	38,54	1,286	38,02	126,0
120x60	2,0	5,45	120	60	4	2	693,7	45,33	15,11	16,75	25,56	324	131,9	21,99	27,00	43,61	464	26,05	107,9
120x60	3,0	8,01	120	60	6	3	1021	64,40	21,47	24,21	25,12	424	189,1	31,52	39,18	43,04	684	37,14	156,3
120x60	4,0	10,48	120	60	8	4	1335	81,25	27,08	31,08	24,67	416	240,7	40,12	50,49	42,47	886	47,05	201,1
120x60	5,0	12,84	120	60	10	5	1636	95,99	32,00	37,38	24,23	500	287,0	47,83	60,95	41,89	1,100	55,85	242,2
120x60	6,0	15,10	120	60	12	6	1923	108,8	36,26	43,12	23,78	576	328,0	54,67	70,57	41,30	1,296	63,60	279,7
120x80	3,0	8,56	120	80	6	3	1141	123,4	30,36	35,02	32,89	444	200,2	38,37	46,20	44,92	684	50,80	255,5
120x80	4,0	11,73	120	80	8	4	1485	157,3	39,32	45,23	32,44	576	294,6	49,10	59,77	44,39	886	64,93	337,2
120x80	5,0	14,41	120	80	10	5	1836	187,8	46,94	54,74	31,98	700	353,1	58,86	72,45	43,86	1,100	77,77	407,3
120x80	6,0	16,98	120	80	12	6	2163	215,0	53,76	63,55	31,53	816	406,1	67,68	84,25	43,32	1,296	89,40	468,5
120x80	7,0	19,12	120	80	17,5	10,5	2436	232,4	58,11	69,98	30,88	924	438,3	73,04	92,65	42,42	1,484	139,45	529,4
120x100	3,0	9,90	120	100	6	3	1261	205,3	41,06	47,03	40,35	564	271,3	45,21	53,52	46,38	684	94,44	367,0

120x60

7,0

## 2- Horquilla

La horquilla se encuentra fija al porta horquillas, es por eso que en esa unión aparecerán reacciones en ambas direcciones y un momento flector.

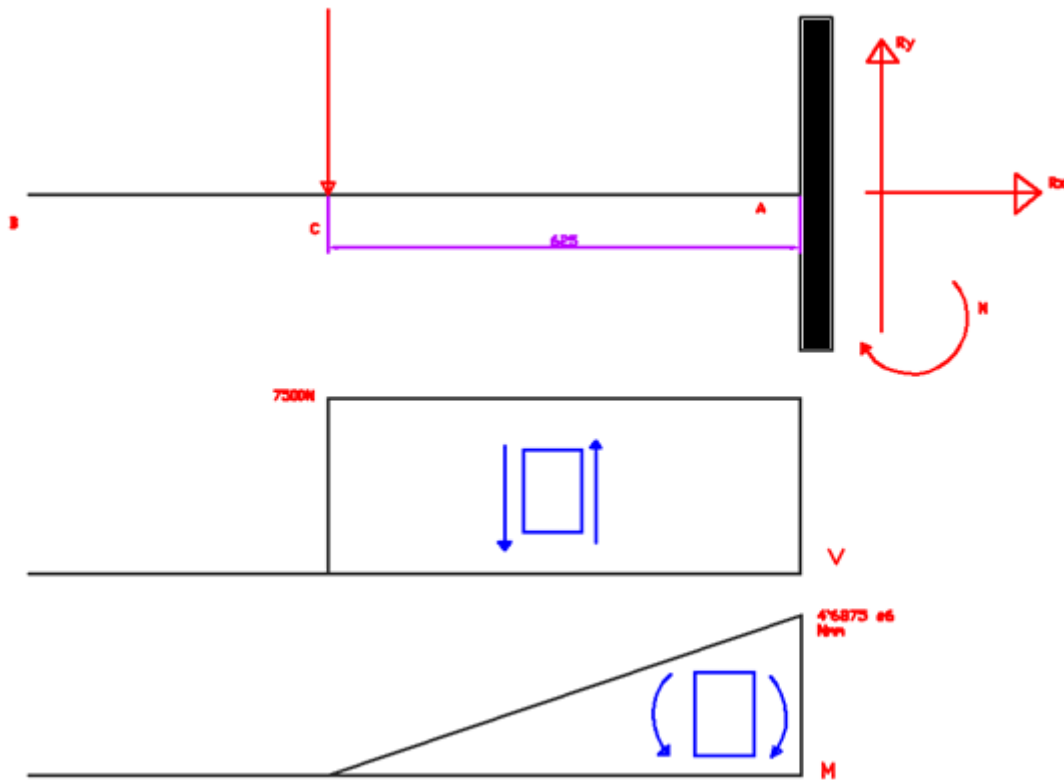


Fig.33

Aplicando el equilibrio de fuerzas,

$$\sum F_x = 0 \quad R_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_y = 7500N$$

$$x=0 \rightarrow M = 0$$

$$\sum M_a = 0 \quad M = 7500x \rightarrow x=625 \rightarrow M = 4,68 \times 10^6$$

La sección más desfavorable es la A, el empotramiento por lo tanto, procedemos a calcular su perfil.

Las horquillas las tendremos condicionadas a las dimensiones de los largueros, así que, tenemos que tener en cuenta que no sabemos donde se sitúa el centro de gravedad y sin él no podemos hallar la distribución de tensiones que da lugar el momento flector que acabamos de hallar, para poder seleccionar el perfil, por lo que lo primero que haremos será calcular el C.d.G.

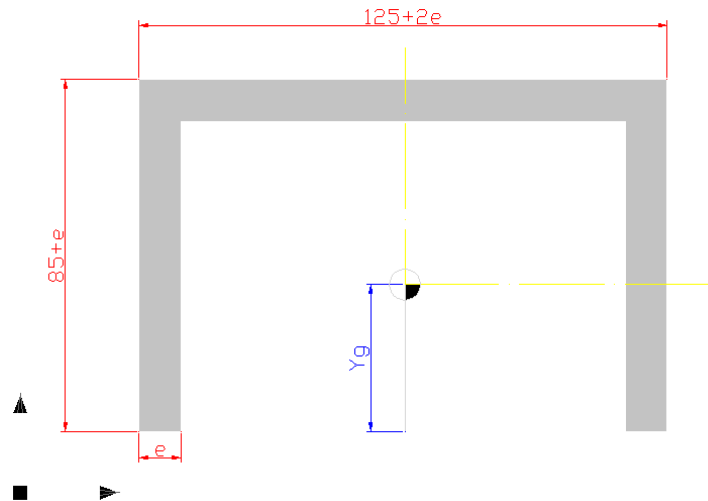


Fig.34

$$Y_G = \frac{\sum (A_i \times Y_i)}{\sum A_i}$$

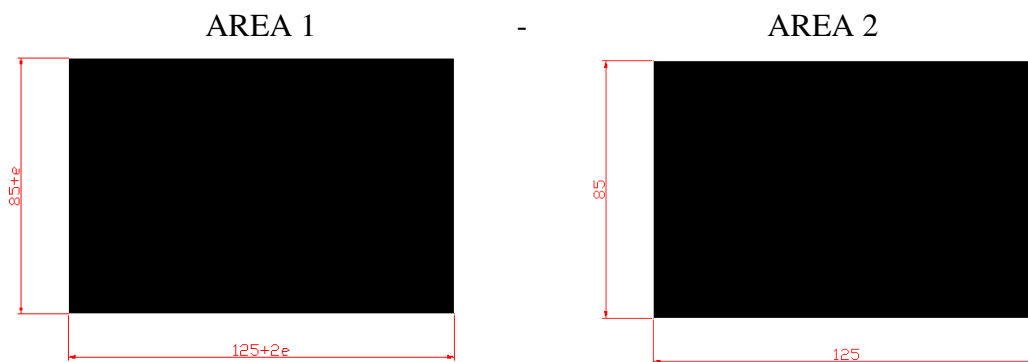


Fig.35

$$Y_G = \frac{(125 + 2e)(85 + e)\left(\frac{85 + e}{2}\right) - (85 \times 125)\left(\frac{85}{2}\right)}{(125 + 2e)(85 + e) - (85 \times 125)}$$

### Inercias:

$$I_{1T} - I_{2T} = I_{TOTAL}$$

$$I_1 + Ad_{1^2} - I_2 + Ad_{2^2} = I_{TOTAL}$$

$$I_{1T} = \frac{(125 + 2e)(85 + e)^3}{12} + (125 + 2e)(85 + e) \left( \frac{85 + e}{2} - Y_G \right)^2$$

$$I_{2T} = \frac{(125)(85)^3}{12} + (125)(85) \times \left( \frac{85}{2} - Y_G \right)^2$$

Comenzamos la iteración, con varios espesores hasta que cumplan la teoría de cortante máxima, con un coeficiente de seguridad de 4.

Con un espesor de  $e = 10mm$ ,

$$Y_G = 64,36mm$$

$$I_T = 2,8 \times 10^6 mm^4$$

$$W_f = \frac{I}{Y_G} = 43,5 \times 10^3 mm^3$$

Mirando en las tablas y aplicando la teoría de cortante máxima:

$$2 \times 43,75 = \frac{4,6875 \times 10^6}{W_f}$$

$$W_f = 53,57 \times 10^3 mm^3$$

El  $W_f$  que impone la teoría es mayor que el que hemos hallado con el espesor de 10mm. Por lo tanto no podemos aceptar este espesor, ya que entonces la tensión de trabajo sería mayor que la tensión máxima admisible. Hay que seguir iterando.

Repetimos la operación pero esta vez con un espesor de  $e = 12mm$

$$Y_G = 65,15mm$$

$$I_T = 3,5 \times 10^6 mm^4$$

$$W_f = \frac{I}{Y_G} = 53,5 \times 10^3 mm^3$$

Con este espesor, si que se cumple la teoría de cortante máxima, por lo tanto lo aceptaremos como valido.

Las dimensiones de la horquilla serán:  $149 \times 97 \times 12$

Con afán de buscar unas medidas más acordes, para su fabricación, sin llegar a seleccionar un perfil comercial, las medidas finales de la horquilla serán:

**PERFIL UPN 150×100×12**

### 3- Travesaño

Considerando que el travesaño está apoyado en el mástil y no empotrado, éste sufre la fuerza del cilindro, y la fuerza de las correas, equilibrando dichas fuerzas, se hallan las reacciones en las caras apoyadas del travesaño,

$F_C$  = Fuerza de las correas, las dos ejercen una fuerza de 15000N

$F_{Cilindro}$  = 30000 N , porque el resto es el porcentaje que se pierde.

Por tanto la resultante será:

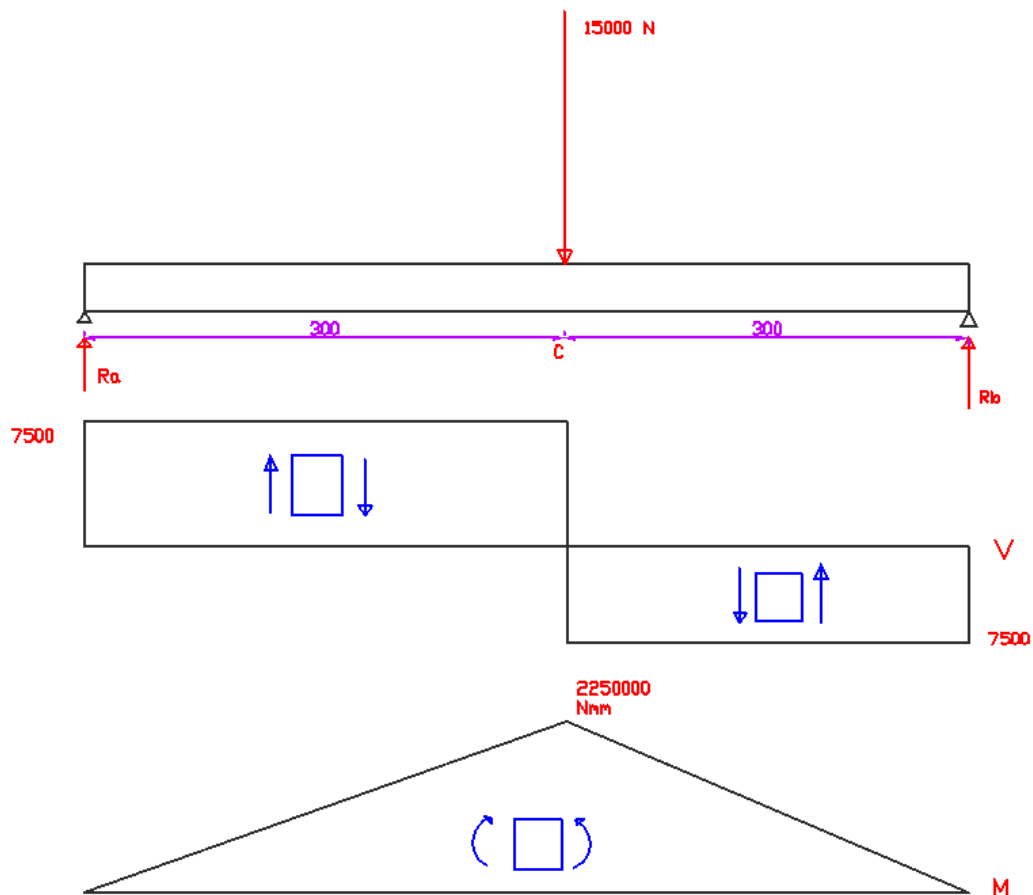


Fig.36

Por simetría  $\rightarrow R_1 = R_2 = 7500N$

La sección más desfavorable es la sección central, con un momento flector máximo de  $M_f = 2250000Nmm$

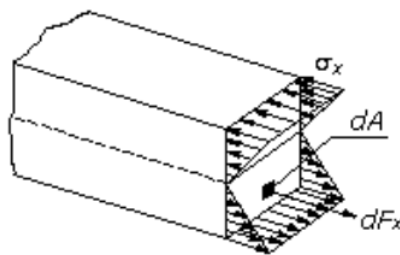
Elegimos un perfil cuadrado para el travesaño.



Para poder seleccionar el adecuado en la tabla, tenemos que calcular su momento resistente, para ello aplicamos la teoría de cortante máximo:

$$\sigma_{\max}(\text{flector}) = \frac{M_f}{W_f}$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = 43,75 \text{ MPa}$$



Distribución de los esfuerzos normales en una viga sometida a flexión

Fig.37

Despejando  $W_f$ :

$$W_f = \frac{M_f}{\sigma_x} = \frac{2250000}{87,5} = 25714,28 \text{ mm}^3 = 25,71 \text{ cm}^3$$

Con este valor vamos a la tabla y seleccionamos el perfil que más se aproxima, siempre con un momento mayor para que cumpla las condiciones establecidas.

El momento más aproximado, según nuestras tablas, es  $W_f = 26,3 \text{ cm}^3$  que corresponde al perfil:

**PERFIL CUADRADO 70×70×5**

Tabla de perfiles comerciales, sección hueca cuadrada

SECCIÓN HUECA CUADRA

$I$  → momento de inercia en los planos  $yy/zz$ .  
 $W_{el}$  → módulo resistente elástico en los planos  $yy/zz$ .  
 $W_{pl}$  → módulo resistente plástico en los planos  $yy/zz$ .  
 $i_y$  → radio de giro en los planos  $yy/zz$ .  
 $A_v$  → área de cortante.  
 $T$  → módulo de torsión.  
 $B$  y  $H$  → dimensiones de los lados.  
 $e$  → espesor.  
 $r_o$  → radio nominal exterior.  
 $r_i$  → radio nominal interior.

Perfil	e (mm)	Peso	Dimensiones (mm)		Área secc. Transv	Propiedades de la sección	Clases de secciones	Resistencia de las secciones																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
HxB (mm)		G (kg/m)	B	H	r <sub>0</sub>	r <sub>i</sub>	A (mm <sup>2</sup> )	ejes yy/zz	C <sub>t</sub> (mm <sup>2</sup> )	I <sub>k</sub> (mm <sup>4</sup> )	compresión	Flexión simple yy/zz	compresión/tracción (N <sub>Ed</sub> ≤ N <sub>pl,Ed</sub> ) (kN)	flex. plástica M <sub>pl,Ed</sub> o elástica (M <sub>el,Ed</sub> ) eje yy/zz (kNm)	Cortante (V <sub>Ed</sub> ) (kN)																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
								I (mm <sup>4</sup> )	W <sub>el</sub> (mm <sup>3</sup> )	W <sub>pl</sub> (mm <sup>3</sup> )	i (mm)	A <sub>v</sub> (mm <sup>2</sup> )																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																									
50x50	2,5	3,60	50	50	5	2,5	458,90	16,94	6,78	8,07	19,22	225,0	10,22	27,53	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Tabla 9.

#### 4- Mástil

El mástil se encuentra soldado a los largueros, por tanto al aislarlo, en esa unión aparecerán dos reacciones, una vertical y otra horizontal y un momento. Además sobre el mástil actúa la fuerza de los rodillos, por tanto,

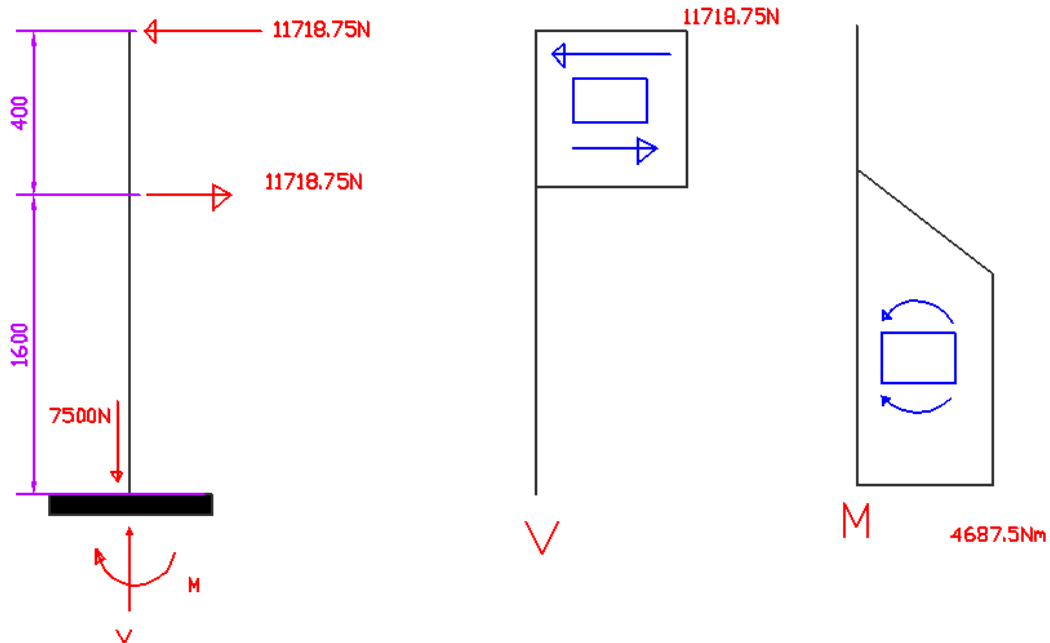


Fig.38

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_y = F_{total} = 7500N$$

$$\sum M_a = 0 \quad M + R_{pasador2} \times 1600 - R_{pasador1} \times 2000 = 0$$

$$M = 4687500Nmm$$

$$\tau_{max} = 43,75MPa$$

$$\sigma_x = \frac{M_f}{W_f} = \frac{4,6875 \times 10^6}{W_f} = 2 \times 43,75$$

$$W_f = 53565,71mm^3$$

Este es el momento flector máximo que puede soportar un perfil UPN. Como vamos a colocar un perfil compuesto por dos perfiles UPN, debemos re calcular el  $W_f$ .

Si el  $W_f$  del perfil compuesto es mayor que el del perfil simple, eso quiere decir que soporta mayor tensión y por lo tanto cumple todas las condiciones de trabajo y se puede dar como válido. Si fuese inferior, tendríamos que seleccionar otro perfil de mayor medida.

En un principio, seleccionamos el perfil comercial UPN 80. Al ser perfiles comerciales, podemos saber donde se encuentra su centro de gravedad y todos los datos necesarios para calcular la nueva inercia. En este caso,

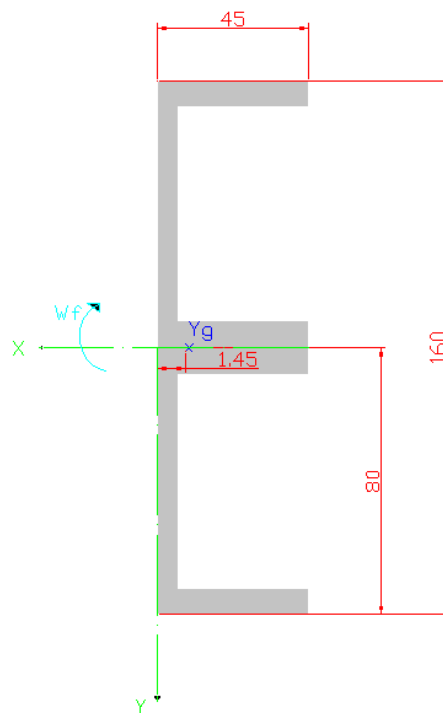


Fig.39

$$W_f = \frac{I_1 + I_2}{Y_{\max}}$$

$$I_1 = I_x + A \times d^2 = 106 + 11 \times 4^2 = 282 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = I_x + A \times d^2 = 106 + 11 \times 4^2 = 282 \text{ cm}^4$$

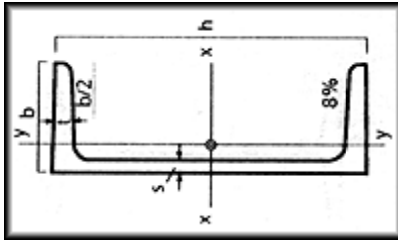
$$Y_{\max} = 80 \text{ mm}$$

$$W_f = \frac{282+282}{8} = 70.5cm^3 = 70500mm^3$$

El momento flector que nos resulta de la unión de los dos perfiles compuestos, es mucho mayor que el que resulta de estudiar un perfil simple. Por tanto podemos darlo como válido ya que con este tipo de perfiles se cumplen las condiciones de seguridad.

**PERFIL COMPUESTO UPN 80×45×6**

Tabla de perfiles comerciales, sección hueca rectangular



Denom. U.P.N.	Dimensiones				Sección F cm2	Peso G kg/m	Long. L m	Valores estáticos					
	h mm	b mm	s mm	t mm				Jx cm4	Jy cm4	Wx cm3	Wy cm3	Ix cm	Iy cm
80	80	45	8.0	8.0	11.0	8.6	12	106	19.4	26.5	6.3	3.10	1.33
100	100	50	8.5	8.5	13.5	10.6	12	206	29.3	41.2	8.5	3.91	1.47
120	120	55	9.0	9.0	17.0	13.4	12	364	43.2	60.7	11.1	4.62	1.59
140	140	60	10.0	10.0	20.4	16.0	12	605	62.7	86.4	14.8	5.45	1.75
160	160	65	10.5	10.5	24.0	18.8	12	925	85.3	116.0	18.3	6.21	1.89
180	180	70	11.0	11.0	28.0	22.0	12	1350	114.0	150.0	22.4	6.95	2.02
200	200	75	11.5	11.5	32.2	25.3	12	1910	148.0	191.0	27.0	7.70	2.14
220	220	80	12.5	12.5	37.4	29.4	12	2690	197.0	245.0	33.6	8.48	2.30
240	240	85	13.0	13.0	42.3	33.2	12	3600	248.0	300.0	39.6	9.22	2.42
260	260	90	14.0	14.0	48.3	37.9	12	4820	317.0	371.0	47.7	9.99	2.56
280	280	95	15.0	15.0	53.3	41.8	12	6280	399.0	448.0	57.2	10.90	2.74
300	300	100	16.0	16.0	58.8	46.2	12	8030	495.0	535.0	67.8	11.70	2.90
320	320	100	17.5	17.5	75.8	59.5	12	10870	597.0	679.0	80.6	12.10	2.81
350	350	100	16.0	16.0	77.3	60.6	12	12840	570.0	734.0	75.0	12.90	2.72
380	380	102	16.0	16.0	80.4	63.1	12	15760	615.0	829.0	78.7	14.00	2.77
400	400	110	18.0	18.0	91.5	71.8	12	20350	846.0	1020.0	102.0	14.90	3.04

Tabla 10.

### 1.3.5. Dimensiones del cilindro hidráulico

El cilindro hidráulico consiste básicamente en dos piezas: un cilindro barril y un pistón móvil conectado a un vástago. El cilindro barril está cerrado por los dos extremos, en uno está el fondo y en el otro, la cabeza por donde se introduce el pistón, que tiene una perforación por donde sale el vástago. El pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara del vástago. La presión hidráulica actúa en el pistón para producir el movimiento lineal.

Los cilindros hidráulicos obtienen la energía de un fluido hidráulico presurizado, que es típicamente algún tipo de aceite.

Una vez definido lo que es un cilindro hidráulico procedemos a pre dimensionarlo, calculando los diámetros del vástago y el pistón y el espesor de la camisa.

#### 1.3.5.1. Cálculo del diámetro del pistón

Una vez definido el chasis del apilador, procedemos a calcular el cilindro necesario para poder levantar la carga hasta su altura máxima, para ello despreciaremos la inercia y consideraremos que el cilindro tiene un rendimiento de 0,9.

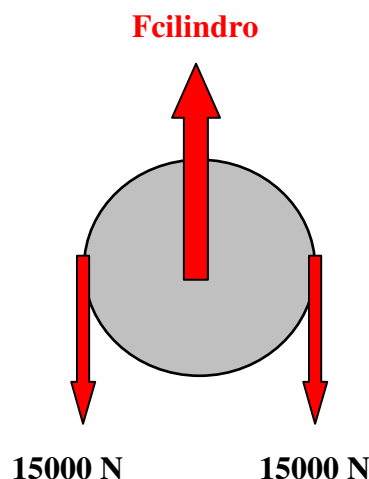


Fig.40

Según el diagrama de esfuerzos, el cilindro tiene que soportar la fuerza que realizan las correas que es de:

$F_{cilindro} = 2 \times 15000 N = 30000 N$ , por lo tanto, con un rendimiento de 0,9 la fuerza resultara,

$$F_{cilindro} = \frac{30000}{0,9} = 33333,33 N$$

Siendo esta fuerza, la necesaria para hacer posible el ascenso de las horquillas.

Ahora calcularemos las dimensiones que tiene que tener nuestro cilindro para poder aplicar dicha fuerza. Lo primero será calcular el diámetro del pistón.

Se tiene como dato la presión de alimentación del cilindro que es de 100bar y la fuerza de accionamiento de dicho cilindro, por lo tanto:

$$P_{cilindro} = \frac{F_{cilindro}}{A_{piston}} = \frac{F_{cilindro}}{\frac{\pi \times d_{piston}^2}{4}}$$

$$P_{cilindro} = 100bar = 10 \text{ N/mm}^2$$

$$A_{piston} = \frac{33333,33N}{10 \text{ N/mm}^2} = 3333,33mm^2$$

$$A_{piston} = \frac{\pi \times d_{piston}^2}{4} \rightarrow d_{piston} = \sqrt{\frac{4 \times A_{piston}}{\pi}} = 65,14mm$$

Una vez conocido el valor exacto necesario, vamos a la tabla (2-40) y seleccionamos el diámetro comercial más próximo a éste, para luego re calcular la presión de trabajo que permita tener la fuerza necesaria en el cilindro.

Piston	Vástago	AREAS			Empuje Min	Empuje Max	Fuerza Diferencial	Fuerza Tracción	Caudal Salida	Caudal Diferencial	Caudal Entrada
Bore	Rod				Push Min	Push Max	Force Regen.	Force Pull	Flow Out	Flow Regen.	Flow In
$\Delta$ PISTÓN	$\Delta$ VTGO	$S_1$	$S_2$	$S_3$	$F_1$ (MIN)	$F_1$ (MAX)	$F_2$	$F_3$	$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$
mm	mm	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	kN	kN	kN	kN	l/min	l/min	l/min
25	14	4,91	1,54	3,37	0,74	7,85	2,46	5,39	2,9	0,92	2,0
	18		2,54	2,36			4,07	3,78		1,53	1,4
32	18	8,04	2,54	5,50	1,21	12,86144	4,07	8,79	4,8	1,53	3,3
	22		3,80	4,24			6,08	6,78		2,28	2,5
40	22	12,56	3,80	8,76	1,88	20,096	6,08	14,02	7,5	2,28	5,3
	28		6,15	6,41			9,85	10,25		3,69	3,8
50	28	19,63	6,15	13,47	2,94	31,4	9,85	21,55	11,8	3,69	8,1
	36		10,17	9,45			16,28	15,12		6,10	5,7
63	36	31,16	10,17	20,98	4,67	49,85064	16,28	33,57	18,7	6,10	12,6
	45		15,90	15,26			25,43	24,42		9,54	9,2
80	45	50,24	15,90	34,34	7,54	80,384	25,43	54,95	30,1	9,54	20,6
	56		24,62	25,62			39,39	41,00		14,77	15,4
100	56	78,50	24,62	53,88	11,78	125,6	39,39	86,21	47,1	14,77	32,3
	70		38,47	40,04			61,54	64,06		23,08	24,0
125	70	122,66	38,47	84,19	18,40	196,25	61,54	134,71	73,6	23,08	50,5
	90		63,59	59,07			101,74	94,51		38,15	35,4
160	90	200,96	63,59	137,38	30,14	321,536	101,74	219,80	120,6	38,15	82,4
	110		94,99	105,98			151,98	169,56		56,99	63,6
200	110	314,00	94,99	219,02	47,10	502,4	151,98	350,42	188,4	56,99	131,4
	140		153,86	160,14			246,18	256,22		92,32	96,1
250	140	490,63	153,86	336,77	73,59	785	246,18	538,82	294,4	92,32	202,1
	180		254,34	236,29			406,94	378,06		152,60	141,8
320	180	803,84	254,34	549,50	120,58	1286,144	406,94	879,20	482,3	152,60	329,7
	220		379,94	423,90			607,90	678,24		227,96	254,3

Tabla (2-40)



El diámetro comercial que más se aproxima al calculado es el de 63 mm, siendo el área del mismo  $3117 \text{ mm}^2$ .

$$\theta_{\text{Pistón}} = 63 \text{ mm}$$

Para el pistón de 63 mm, la presión que podrá soportar será:

$$P_{\text{cilindro}} = \frac{F_{\text{cilindro}}}{A_{\text{piston}}} = \frac{3333333 \text{ N}}{3117 \text{ mm}^2} = 10,7 \text{ N/mm}^2 = 107 \text{ bar}$$

Una vez conocido el diámetro del cilindro, y sabiendo la presión de alimentación del cilindro, que es de 107 bar, para calcular el espesor de la camisa del mismo, supondremos primeramente que ésta sea pared delgada.

- Hipótesis de pared delgada:  $\phi_{\text{pistón}} > 40e$

$$\sigma_{\theta} = \frac{P \times d}{2e}$$

$$\sigma_z = \frac{P \times d}{4e} = \tau_{\text{max}}$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_f}{2C_s} = \frac{350 \text{ MPa}}{2 \times 4} = 43,75 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{max}} = 43,75 \text{ MPa} = \frac{10,7 \text{ MPa} \times 63 \text{ mm}}{4e}$$

$$e = 3,85 \text{ mm} \approx 4 \text{ mm}$$

$63 > 40 \times 3,85$  **NO SE CUMPLE** por lo tanto aplicaremos la hipótesis de pared gruesa.

- Hipótesis de pared gruesa:  $40e \geq \phi_{\text{pistón}}$

El cilindro estará sometido a una presión interior, por lo tanto:

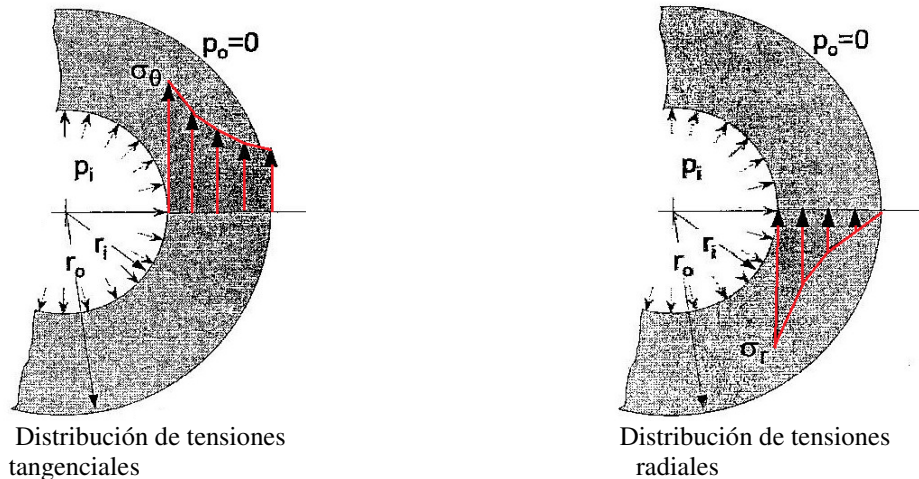


Fig.41

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_i r_i^2}{r_{\theta}^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_{\theta}^2}{r_i^2} \right)$$

$$\sigma_r = -p = -10,7 \text{ MPa}$$

Consideramos la presión exterior atmosférica, despreciable frente a la interior,

$$\sigma_3 = 0$$

Así, dando valores al espesor hallaremos cual cumple las condiciones de seguridad.

Probamos primero con  $e = 5 \text{ mm}$ :

$$\sigma_{\theta} = \frac{10,7 \text{ MPa} \times (31,5 \text{ mm})^2}{(36,5 \text{ mm})^2 - (31,5 \text{ mm})^2} \left( 1 + \frac{(36,5 \text{ mm})^2}{(31,5 \text{ mm})^2} \right) = 73,13 \text{ MPa}$$

Aplicando el criterio de cortante máxima,  $\tau_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\theta} - \sigma_r}{2}$ , calculamos el coeficiente de seguridad.

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\theta} - \sigma_r}{2} = \frac{73,13MPa - (-10,7MPa)}{2} = 41,91MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2\tau_{\max}} = \frac{350MPa}{2 \times 41,91MPa} = 4,17$$

Como comprobación calcularemos el coeficiente de seguridad según la teoría de la energía de distorsión, o tensión equivalente de Von Misses.

$$\sigma_{equiv,VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Siendo:

$$\sigma_1 = \sigma_{\theta}$$

$$\sigma_2 = \sigma_r$$

$$\sigma_3 = 0$$

$$\sigma_{equiv,VM} = 79,025MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{equiv,VM}} = \frac{350MPa}{79,025MPa} = 4,42$$

$e$	$r_{\theta}$	$\sigma_{\theta}$	$\tau_{\max}$	$C_s$	$C_{s,VM}$
5	36,5	73,13	41,91	4,17	4,42

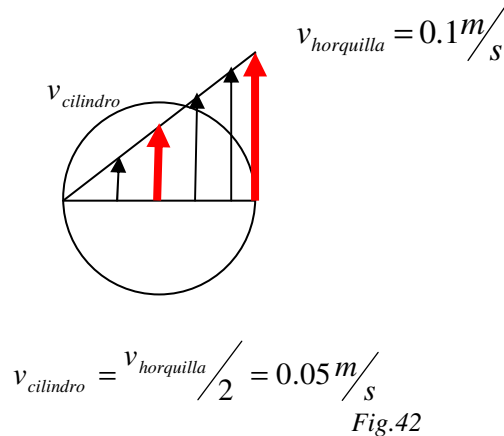
Vemos que con un espesor igual a 5mm, se cumplen las condiciones de seguridad, por lo tanto damos el resultado como válido.

$$e_{camisa} = 5mm$$

### 1.3.5.2. Cálculo del diámetro del vástago

El mecanismo está formado por una polea y dos cadenas, los cuales están sujetos al eje que mueve el pistón hidráulico que produce la elevación. Para que la carga se desplace a 0,1 m/s, el pistón debe elevarse a 0,05m/s, ya que la transmisión sitúa al CIR, centro instantáneo de rotación, según el dibujo y hace “rodar” al piñón sobre dicho punto.

C.I.R.



Como acabamos de calcular, el vástago se desplaza a la mitad de la velocidad a la cual se desplazan las horquillas, por lo tanto si las horquillas recorren 1600 mm en un tiempo t, el vástago recorrerá en ese mismo tiempo, t, la mitad, es decir, 800mm.

Una vez conocida la carrera del cilindro, 800mm, podemos calcular el diámetro del vástago.

El vástago se encuentra sometido a una fuerza de compresión por acción y reacción. Al tratarse de un elemento tipo columna, la forma más probable de rotura es por pandeo. En columnas sometidas a compresión, un pequeño desplazamiento puede causar un cambio desastroso en la configuración del mismo. A medida de que aumenta la carga sobre la columna, se alcanza una carga crítica donde ocurre un equilibrio inestable y dicha columna no regresará a la configuración de su estado inicial. Al ser este esfuerzo menor que la resistencia a fluencia, por ello generalmente fallaran por pandeo. Así para estos casos utilizamos la formula:

$$L_{pandeo} = Carrera \times \beta$$

donde  $\beta$  es el coeficiente de pandeo, que es función del tipo de fijación del cilindro. En nuestro caso el cilindro está articulado y rígidamente guiado, por lo que según las tablas 2-43 y 2-44,

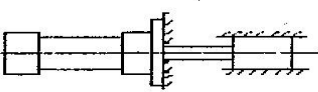
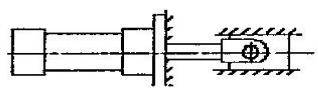
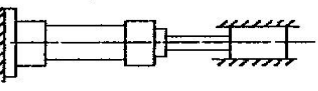
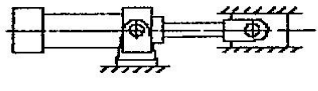
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo ( $\beta$ )
Fija y rígidamente guiada		0.5
Articulado y rígidamente guiado		0.7
Fija y rígidamente guiada		1.0
Articulado y rígidamente guiado		1.0

Tabla (2-43)

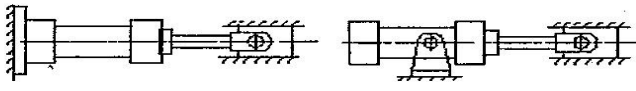
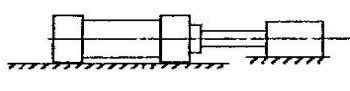
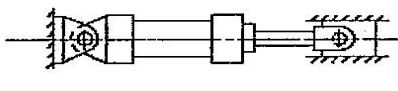
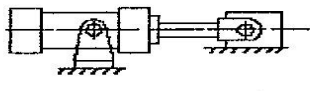
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo ( $\beta$ )
Articulado y rígidamente guiado		1.5
Apoyado, pero no rígidamente guiado		2.0
Articulado y rígidamente guiado		2.0
Articulado y apoyado, pero no rígidamente guiado		3.0

Tabla (2-44)

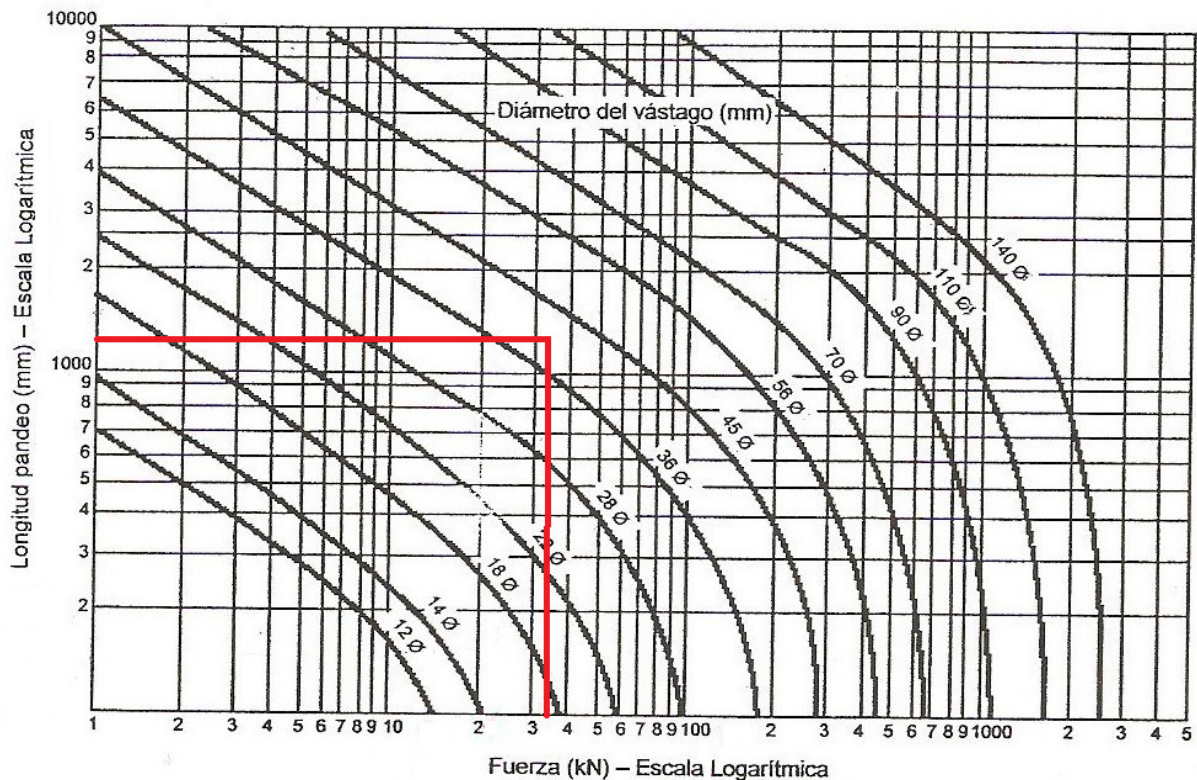
El coeficiente de pandeo será:  $\beta = 1,5$ , por tanto,

$$L_{\text{pandeo}} = 800 \times 1,5 = 1200 \text{ mm}$$

Con la longitud de pandeo y la fuerza de nuestro cilindro, calculamos el diámetro del vástago en la gráfica 2-45.

$$F_{\text{cilindro}} = 33,333 \text{ KN}$$

$$L_{\text{pandeo}} = 1200 \text{ mm}$$



Gráfica (2-45)

La unión nos queda entre la curva de, diámetro 36 mm y la de diámetro 45 mm, seleccionamos siempre el diámetro de mayor tamaño.

$$\theta_{\text{vástago}} = 45\text{mm}$$

Visto que el cálculo del diámetro mediante tablas resulta poco exacto, otra manera de calcularlo, algo más exacta es aplicando la teoría de Euler.

Suponiendo que la esbeltez límite del vástago es de 120, es decir,  $\lambda_{\text{Lim}} = 120$  y que su coeficiente de seguridad es de 2.5.

La ecuación general de Euler es:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2}$$

Tenemos como incógnita la inercia, lo demás sabemos que,

$$L_e = L_{\text{pandeo}} = \beta \times L = 1.5 \times 800 = 1200\text{mm}$$

$$C_s = 2.5 = \frac{F_{cr}}{F}$$

$$F_{cr} = F \times C_s = 33333.3 \times 2.5 = 83333.5 N$$

Sustituyendo en la ecuación de Euler los valores de la longitud de pandeo y la fuerza crítica que puede soportar el vástago, y despejando la inercia, nos queda,

$$I = \frac{F_{cr} \times L_e^2}{\pi^2 E} = \frac{83333.32 \times 1200^2}{\pi^2 2.1 \times 10^5} = 57897.81 mm^4$$

La inercia de una superficie cilíndrica es:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Despejando el diámetro,

$$d = \sqrt[4]{\frac{64I}{\pi}} = 32.95 \approx 33 mm$$

$$d_{vástago} \approx 33 mm$$

Aproximamos el diámetro calculado, al más comercial siendo,

$$d_{vástago} \approx 36 mm$$

Comprobamos mediante la relación de esbeltez de la columna si es válida esta hipótesis, es decir que,  $\lambda > \lambda_{lim}$

$$\lambda = \frac{L_e}{i} > 120$$

$$i = \frac{\theta}{4} = \frac{36}{4} = 9$$

Sustituyendo valores,

$$\lambda = \frac{L_e}{i} = \frac{1200}{9} = 133.33 > 120, \text{ por tanto, es correcto el cálculo.}$$

Vemos que en las tablas, ha salido un diámetro mucho mayor que el calculado anteriormente. Como no sabemos con qué coeficiente de seguridad trabajamos con las tablas y como trabajamos con suficiente seguridad en el diámetro calculado por Euler, podemos seleccionar este diámetro para el diseño ya que supone un ahorro en el material a la hora de fabricarlo y por tanto, un ahorro económico.

Para completar de definir el cilindro, vamos a calcular el diámetro del pasador del extremo del vástago y la anchura mínima de las poleas.

Debido a la fuerza del cilindro y al apoyo del pasador en el vástago y en las poleas, éste estará sometido a un esfuerzo cortante que puede suponer la rotura por dos planos (doble cortadura).

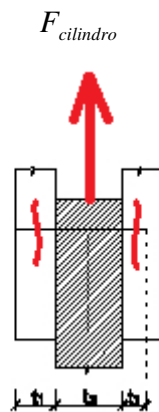


Fig.43

El diámetro del pasador será:

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\text{cilindro}}}{2A} = \frac{33333,33N}{2A}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2\tau_{\max,adm}} = \frac{350}{2\tau_{\max,adm}} = 4 \Rightarrow \tau_{\max,adm} = 43,75MPa$$

$$\tau_{\max} \leq \tau_{\max,adm}$$

$$A = 380,95mm^2$$

$$d_{\text{pasador}} = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = 22mm$$

$$d_{\text{pasador}} = 22mm$$



Vemos que la fuerza del cilindro se transmite a través del pasador, por lo que debido a esta acción, entre el pasador y la orejeta aparece sobre ésta última un esfuerzo de compresión, conocida como aplastamiento.

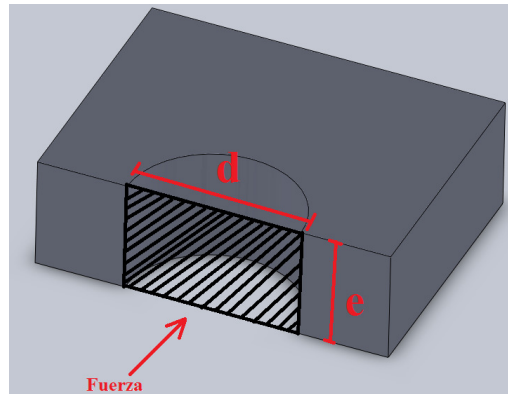


Fig.44

La tensión normal es:

$$\sigma = \frac{F}{2Ar} = \frac{F_{cilindro}}{2(d_{pasador} \times e_{chapa})}$$

La tensión cortante máxima, cuando sólo existe tensión normal, es:

$$\tau_{max} = \frac{F_{cilindro}}{2A} = \frac{33333,33N}{2A}$$

Como ambos están hechos con el mismo material y el coeficiente de seguridad debe ser como mínimo de 4, la tensión cortante máxima admisible será:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2\tau_{max,adm}} = \frac{350}{2\tau_{max,adm}} = 4 \Rightarrow \tau_{max,adm} = 43,75MPa$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{max,adm}$$

$$\frac{33333,33N}{4 \times 22 \times e_{pasador}} \leq 43,75MPa$$

$$e_{pasador} = 8,6mm \approx 9mm$$

Características técnicas del cilindro hidráulico	
<b>Presión máxima de trabajo</b>	107 bares
<b>Espesor camisa</b>	5mm
<b>Diámetro interior</b>	63mm
<b>Diámetro del vástago</b>	33mm
<b>Material del vástago</b>	acero S350
<b>Carrera</b>	800mm
<b>Velocidad máxima estándar</b>	0.1m/s
<b>Fluido hidráulico estándar</b>	aceite mineral según norma ISO 6743/4

Tabla 11.



Fig.45  
Diseño del cilindro calculado, en SolidWorks

### 1.3.6. Cálculo del motor

Por último estudiaremos el motor que necesita el cilindro para realizar su función.

Un motor hidráulico es un actuador mecánico que convierte presión hidráulica y flujo en un par de torsión y un desplazamiento angular, es decir, en una rotación o giro.

Para seleccionar el motor necesario, debemos calcular el caudal de alimentación de la bomba así como su potencia:

Caudal de alimentación de la bomba.

Conocida la velocidad de elevación del cilindro que es igual a 0,05 m/s y el área del pistón, el caudal necesario se obtiene de la siguiente manera:

$$Q_{bomba} = v_{avance} \times A_{piston}$$

$$Q_{bomba} = 0,05 \times (3,117) 10^{-3} = 1,5585 \times 10^{-4} m^3/s$$

$$Q_{bomba} = 9,351 l/min$$

Una vez conocido el caudal de la bomba, y sabiendo la presión a la que debe alimentarse el fluido del cilindro, el motor necesario para elevar la carga a 0.1m/s será:

$$N[KW] = \frac{p[bar] \times Q[l/min]}{620 \times \eta}$$

El valor del rendimiento puede variar entre 0,8 y 0,95, nosotros elegimos 0,8 para que prime por encima de todo la seguridad.

$$N[KW] = \frac{107[bar] \times 9,351[l/min]}{620 \times 0,8} = 2KN = 2,72CV$$

Mirando en tablas, seleccionamos el modelo, con la potencia más parecida:

IP 55 – IC 411 – Insulation class F, temperature rise class B  
IE1 Efficiency class acc. to IEC 60034-30; 2008

Out-put kW	Motor type	Product code	Speed r/min	Efficiency IEC 60034-2-1; 2007		Efficiency IEC 60034-2; 1996		Power factor cos φ 100%	Current		Torque			Moment of inertia J = 1/4 GD² kgm²	Weight kg	Sound pressure level LP dB(A)
				Full load 100%	3/4 load 75%	Full load 100%	3/4 load 75%		I <sub>N</sub> A	I <sub>s</sub> I <sub>N</sub>	T <sub>N</sub> Nm	T <sub>s</sub> T <sub>N</sub>	T <sub>max</sub> T <sub>N</sub>			
3000 r/min = 2-poles																
400 V 50 Hz																
Basic design																
0.09	M2AA 56 A	3GAA 051 001-••A	2820	59.8	53.3	60.2	53.7	0.69	0.32	3.9	0.31	2.9	2.7	0.00011	3.2	48
0.12	M2AA 56 B	3GAA 051 002-••A	2840	67.2	63.8	67.5	64.1	0.64	0.41	4.1	0.41	3.2	2.8	0.00012	3.4	48
0.18	M2AA 63 A	3GAA 061 001-••C	2820	73.7	70.6	74.2	71.0	0.64	0.56	4.2	0.62	3.5	3.1	0.00013	3.9	54
0.25	M2AA 63 B	3GAA 061 002-••C	2810	77.5	75.8	78.0	76.1	0.71	0.66	4.5	0.87	3.6	3.3	0.00016	4.4	54
0.37	M2AA 71 A	3GAA 071 001-••E	2780	74.5	74.5	74.9	74.9	0.80	0.9	4.6	1.27	2.4	2.4	0.00035	4.9	58
0.55	M2AA 71 B	3GAA 071 002-••E	2800	76.2	76.0	76.5	76.4	0.80	1.3	4.8	1.87	2.6	2.6	0.00045	5.9	58
0.75	M2AA 80 A	3GAA 081 001-••E	2820	77.0	77.5	77.2	77.9	0.82	1.75	5.3	2.54	2.6	3.0	0.00069	8.5	60
1.1	M2AA 80 B	3GAA 081 002-••E	2840	80.0	80.5	80.2	80.8	0.83	2.4	5.8	3.7	2.7	3.0	0.0009	10.5	60
1.5	M2AA 90 S	3GAA 091 001-••E	2870	78.9	76.8	80.1	76.2	0.82	3.35	5.5	5	2.4	3.0	0.0019	13	63
2.2	M2AA 90 L	3GAA 091 002-••E	2885	82.1	82.5	83.6	83.9	0.87	4.37	6.0	7.5	2.5	3.0	0.0024	16	63
3	M2AA 100 L	3GAA 101 001-••E	2900	85.2	85.4	86.0	84.1	0.88	5.95	7.5	10	2.7	3.6	0.0041	21	65
4	M2AA 112 M	3GAA 111 101-••E	2895	84.8	85.2	85.6	86.2	0.89	7.6	7.2	13.2	2.7	3.3	0.0061	26	67
5.5	M2AA 132 SA	3GAA 131 001-••E	2845	85.8	86.4	86.2	87.0	0.87	10.8	6.8	18.5	2.8	3.2	0.014	38	75
7.5	M2AA 132 SB	3GAA 131 002-••E	2860	87.0	88.0	88.3	89.0	0.89	14	7.2	25.1	3.0	3.4	0.016	43	73
11	M2AA 132 SMA	3GAA 131 005-••E	2875	88.5	89.2	89.5	89.7	0.90	19.9	8.1	36.5	2.8	3.4	0.0165	63	69
15	M2AA 132 SMC	3GAA 131 006-••E	2900	90.5	90.8	91.6	91.8	0.88	27.5	8.5	49.4	3.3	4.0	0.02	81	69
18.5	M2AA 132 SMD	3GAA 131 007-••E	2890	90.0	90.8	90.5	91.2	0.90	33.5	8.5	61	3.4	3.7	0.02356	89	68
11	M2AA 160 MLA	3GAA 161 041-••G	2916	88.0	88.5	88.6	89.1	0.89	20.5	6.8	36	2.1	2.7	0.039	82	73
15	M2AA 160 MLB	3GAA 161 042-••G	2914	89.1	89.7	89.9	90.5	0.90	27	7.5	49	2.5	3.1	0.049	96	73
18.5	M2AA 160 MLC	3GAA 161 043-••G	2935	89.8	90.1	90.5	90.8	0.91	32.5	7.2	60	2.2	3.2	0.054	104	73
22	M2AA 180 MLA	3GAA 181 041-••G	2928	90.4	90.6	91.0	91.2	0.90	39	7.7	72	2.8	3.3	0.059	118	75
30	M2AA 200 MLA	3GAA 201 041-••G	2948	91.1	91.1	91.8	91.8	0.88	54	7.7	97	2.8	3.6	0.093	160	75
37	M2AA 200 MLB	3GAA 201 042-••G	2949	91.6	92.0	92.4	92.8	0.92	63	7.9	120	2.5	3.4	0.118	185	75
45	M2AA 225 SMA	3GAA 221 041-••G	2948	92.1	92.3	92.9	93.1	0.91	78	7.7	146	2.7	2.9	0.198	236	75
55	M2AA 250 SMA	3GAA 251 041-••G	2964	92.4	92.4	93.3	93.3	0.91	94	7.3	177	2.3	2.3	0.281	295	75
3000 r/min = 2-poles																
400 V 50 Hz																
High-output design																
22	M2AA 132 SME	3GAA 131 008-••E	2895	90.0	90.5	91.0	91.5	0.88	40	9.0	72	3.8	3.8	0.02559	95	69
1500 r/min = 4-poles																
400 V 50 Hz																
Basic design																
0.06	M2AA 56 A	3GAA 052 001-••A	1340	51.1	45.8	51.3	46.2	0.67	0.26	2.5	0.43	2.2	2.2	0.00017	3.2	36
0.09	M2AA 56 B	3GAA 052 002-••A	1370	55.5	50.2	55.7	50.5	0.62	0.38	2.8	0.63	2.9	2.9	0.00018	3.4	36
0.12	M2AA 63 A	3GAA 062 001-••C	1400	63.7	58.4	64.0	58.6	0.59	0.46	3.1	0.82	2.6	2.6	0.00019	4	40
0.18	M2AA 63 B	3GAA 062 002-••C	1380	65.6	62.1	65.8	62.4	0.64	0.63	3.1	1.25	2.5	2.6	0.00026	4.5	40
0.25	M2AA 71 A	3GAA 072 001-••E	1375	66.0	65.5	66.2	65.8	0.78	0.72	3.8	1.74	2.1	1.9	0.00066	5.2	45
0.37	M2AA 71 B	3GAA 072 002-••E	1375	67.8	67.6	68.0	67.8	0.78	1.05	3.8	2.57	2.1	2.0	0.0008	5.9	45
0.55	M2AA 80 A	3GAA 082 001-••E	1390	73.0	73.5	73.3	73.8	0.80	1.45	4.4	3.78	1.9	2.4	0.0013	8.5	50
0.75	M2AA 80 B	3GAA 082 002-••E	1405	74.5	73.8	74.7	74.1	0.80	1.85	5.1	5.1	2.2	2.4	0.0019	10	50
1.1	M2AA 90 S	3GAA 092 001-••E	1410	76.8	75.9	77.5	76.4	0.81	2.59	5.0	7.5	2.2	2.7	0.0032	13	50
1.5	M2AA 90 L	3GAA 092 002-••E	1420	79.1	77.8	80.3	78.1	0.79	3.45	5.0	10	2.4	2.9	0.0043	16	50
2.2	M2AA 100 LA	3GAA 102 001-••E	1430	82.2	81.9	83.0	82.7	0.81	4.8	5.5	15	2.4	2.7	0.0069	21	64
3	M2AA 100 LB	3GAA 102 002-••E	1430	84.0	83.0	85.0	83.9	0.81	6.48	5.5	20	2.5	2.9	0.0082	24	66
4	M2AA 112 M	3GAA 112 101-••E	1430	85.0	86.3	84.9	85.9	0.82	8.4	6.2	26.8	2.3	2.8	0.01	29	60
5.5	M2AA 132 S	3GAA 132 001-••E	1455	86.3	87.0	87.5	88.0	0.80	12	6.0	36	2.2	2.8	0.031	42	66
7.5	M2AA 132 M	3GAA 132 002-••E	1450	88.5	89.0	89.0	89.6	0.80	15.6	6.0	49.4	2.4	2.9	0.038	49	66
11	M2AA 132 SMA	3GAA 132 005-••E	1455	88.4	88.6	88.9	89.3	0.81	22.5	6.5	72	2.3	3.0	0.0381	76	69
15	M2AA 132 SMC	3GAA 132 006-••E	1455	89.2	89.4	89.8	90.0	0.80	30.5	7.3	98	2.4	3.0	0.0485	88	69
11	M2AA 160 MLA	3GAA 162 041-••G	1459	88.2	89.0	89.0	89.8	0.81	22.5	6.5	72	2.3	2.6	0.068	84	62
15	M2AA 160 MLB	3GAA 162 042-••G	1462	89.2	89.8	89.9	90.5	0.82	29.5	7.1	98	2.6	3.3	0.085	98	62
18.5	M2AA 180 MLA	3GAA 182 041-••G	1465	89.8	90.3	90.5	91.0	0.82	36	7.7	121	3.2	3.5	0.103	116	64
22	M2AA 180 MLB	3GAA 182 042-••G	1463	90.4	90.9	91.0	91.5	0.83	42	8.3	144	3.3	3.9	0.122	131	64
30	M2AA 200 MLA	3GAA 202 041-••G	1475	91.1	91.5	91.8	92.2	0.83	57	7.7	194	2.7	3.2	0.22	187	67
37	M2AA 225 SMA	3GAA 222 041-••G	1477	91.6	91.9	92.4	92.7	0.84	69	6.9	239	2.3	2.7	0.317	231	68
45	M2AA 225 SMB	3GAA 222 042-••G	1478	92.1	92.4	92.9	93.2	0.84	84	7.4	291	2.4	3.0	0.374	257	68
55	M2AA 250 SMA	3GAA 252 041-••G	1478	92.4	92.7	93.3	93.6	0.85	100	7.8	355	2.7	2.7	0.485	297	68

Tabla 12.

El motor seleccionado es **M2AA 100 LA**. Se trata de un motor trifásico asíncrono de 4 fases, con rotor en cortocircuito.

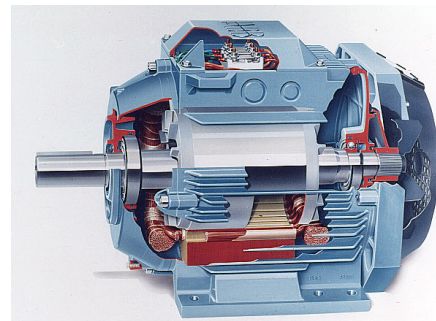


Fig.46

#### 1.4. Análisis mecánico estático y optimización del diseño

Una vez realizado el pre dimensionamiento analíticamente, procedemos a diseñar cada una de las piezas del apilador con el software de diseño asistido por ordenador llamado SolidWorks.

Posteriormente, y mediante la aplicación de SolidWorks llamada SolidWorks Simulation, validaremos el diseño de los componentes que forman el apilador, comprobando que ninguno de ellos sufre mayores esfuerzos de los puedan soportar, ni desplazamientos mayores de los permitidos. Lo haremos primero, de manera individual, analizando por separado cada una de las piezas que forman el apilador y segundo, el análisis del conjunto, para su posición más desfavorable.

El estudio que vamos a realizar consta de cuatro puntos:

##### 1- Tensiones

El programa las va a calcular con el Criterio de máxima tensión de Von Mises. Es ahí donde se verá mejor la distribución de tensiones.

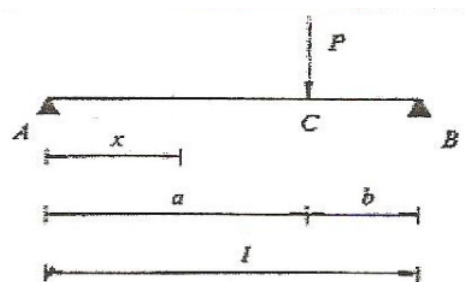
Éste se basa en la teoría de la energía de distorsión máxima. En términos de las tensiones principales  $\sigma_1, \sigma_2$  y  $\sigma_3$ . La tensión de Von Mises se expresa:

$$\sigma_{equiv, VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

##### 2- Desplazamientos

Los desplazamientos se calculan a partir de las ecuaciones de la elástica según sea la configuración de la viga.

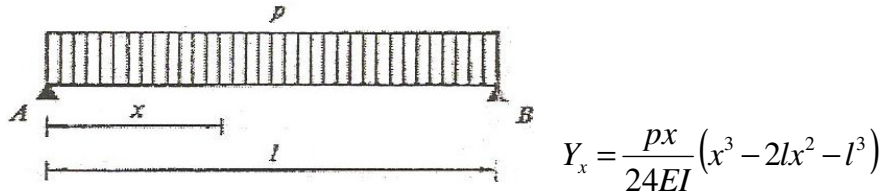
- Carga puntual entre dos apoyos



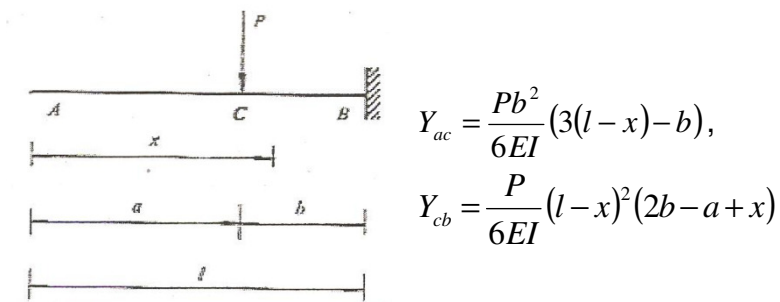
$$Y_{ac} = \frac{Plbx}{6EI} \left( 1 - \frac{b^2}{l^2} - \frac{x^2}{l^2} \right),$$

$$Y_{cb} = \frac{Pla(l-x)}{6EI} \left( 1 - \frac{a^2}{l^2} - \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 \right)$$

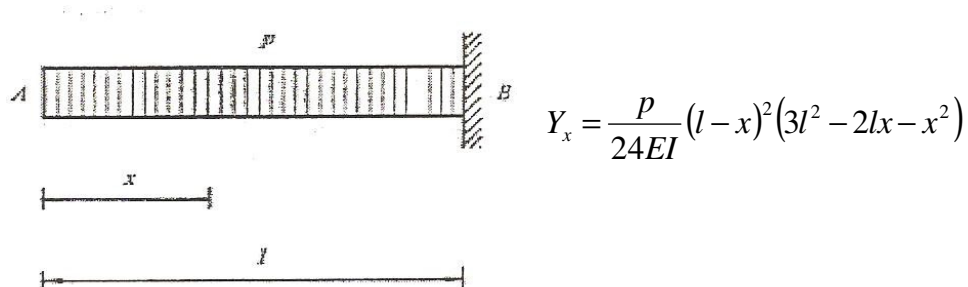
- Carga distribuida entre 2 apoyos



- Carga puntual con un extremo empotrado



- Carga distribuida con un extremo empotrado



### 3- Deformaciones unitarias

El módulo de Young o módulo elástico longitudinal es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza.

Para un material elástico lineal el módulo de elasticidad longitudinal es una constante (para valores de tensión dentro del rango de reversibilidad completa de deformaciones). En este caso, su valor se define mediante el coeficiente de la tensión y de la deformación que aparecen en una barra recta estirada que esté fabricada en el material para el cual pretendemos estimar el módulo de elasticidad:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{F/S_0}{\Delta L/L_0}$$

Donde:

E - es el módulo de elasticidad longitudinal.

$\sigma$  - es la presión ejercida sobre el área de sección transversal del objeto.

$\varepsilon$  - es la deformación unitaria en cualquier punto de la barra.

### 4- Factor de seguridad

Vendrá expresado por la formula:

$$\text{Factor de seguridad } (C_s) = \frac{\tau_{\max}}{0.5\sigma_{\text{Límite}}}$$

Los pasos a seguir para realizar dicho estudio son los siguientes:

- 1- **Material:** Definimos el tipo de material del que está formado cada elemento
- 2- **Conexiones:** Es la manera en la que se conectan o unen las diferentes piezas entre sí.
- 3- **Restricciones:** Hay que definir como se soporta el elemento y las restricciones de movimiento que tiene.
- 4- **Cargas externas:** Se aplicaran las fuerzas que tiene que soportar cada una de las piezas, indicando la dirección y la magnitud de dicha fuerza.
- 5- **Mallado:** Una vez realizados los pasos anteriores, se realiza un mallado, que consiste en dividir el cuerpo a validar en múltiples partes de pequeño tamaño. Según sea el tamaño de la malla, cuanto más fino más factible serán los resultados.
- 6- **Resultados:** Por último se ejecuta el motor de cálculo que nos dará los resultados de las tensiones, deformaciones, desplazamientos y el factor de seguridad de las piezas estudiadas.



#### 1.4.1. Definición del material

Tanto para el estudio individual de las piezas diseñadas, como para el del conjunto del apilador, lo primero que hay que hacer será asignarles el material del que están hechas.

El dato más importante que tenemos que tener en cuenta del material que definamos para nuestro apilador, es el límite elástico.

El límite elástico, también denominado límite de elasticidad y límite de fluencia, es la tensión máxima que un material elástico puede soportar sin sufrir deformaciones permanentes. Si se aplican tensiones superiores a este límite, el material experimenta deformaciones permanentes y no recupera su forma original al retirar las cargas. En general, un material sometido a tensiones inferiores a su límite de elasticidad es deformado temporalmente de acuerdo con la ley de Hooke.

Los materiales sometidos a tensiones superiores a su límite de elasticidad tienen un comportamiento plástico. Si las tensiones ejercidas continúan aumentando el material alcanza su punto de fractura. El límite elástico marca, por tanto, el paso del campo elástico a la zona de fluencia.

SolidWorks Simulation emplea el Límite Elástico en el cálculo de la distribución del Factor de seguridad y supone que el material empieza a ser flexible cuando la tensión equivalente o tensión de Von Mises alcanza este valor.

Consideramos que todo el conjunto está hecho con el mismo material, por tanto pasamos a definirlo en las opciones de SolidWorks Simulation, “*aplicar material*”.

El material que vamos a utilizar consiste en un acero S350.

En la biblioteca del programa no se encuentra dicho material, por lo que tenemos que definirlo nosotros, y lo hacemos, cogiendo las características principales de un acero como base y cambiando únicamente su límite elástico por el que nos interesa.

En nuestro caso dicho valor es de 350 MPa .

Las propiedades del material utilizado para el estudio son:

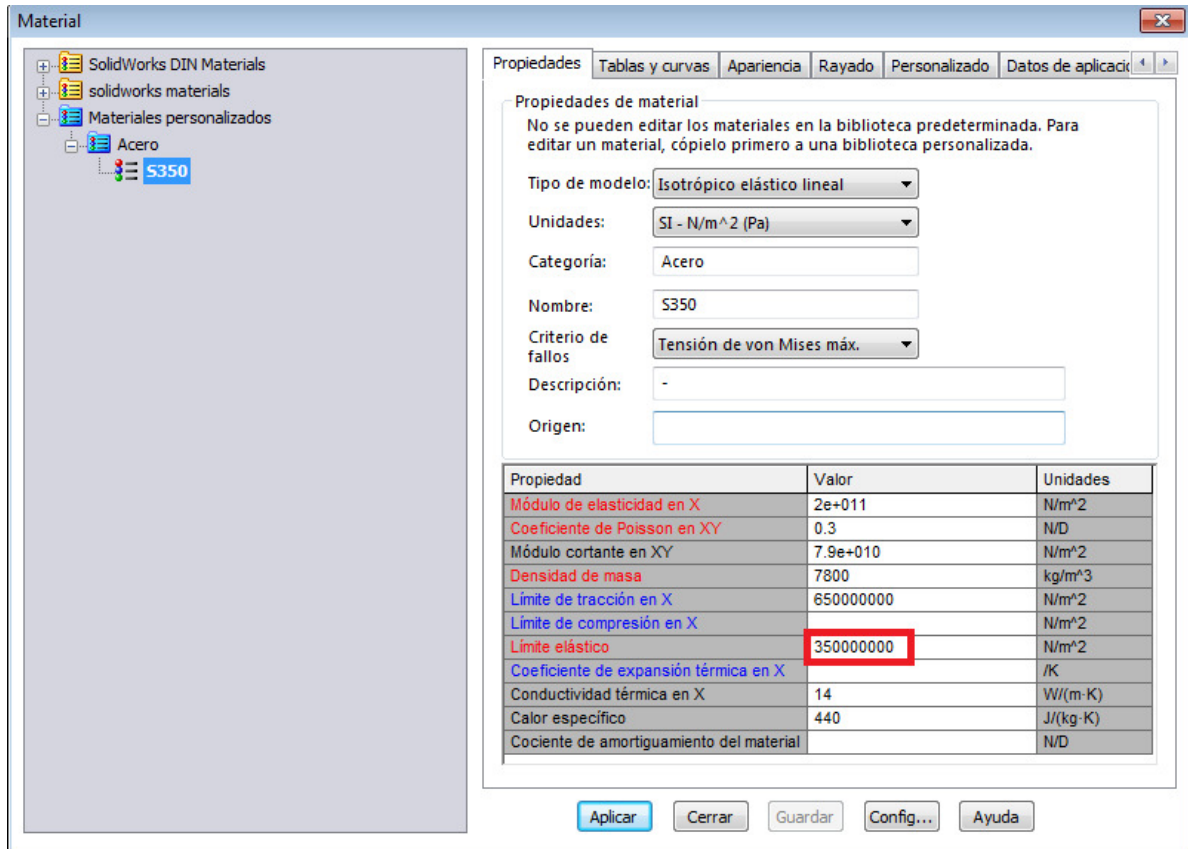


Fig.47

### **1.4.2. Análisis mecánico estático de cada pieza**

La primera parte del análisis consistirá en estudiar individualmente cada una de las piezas de las que está formado el apilador. En cada una de ellas aplicaremos las mismas fuerzas y restricciones que hemos utilizado para nuestro estudio analítico, con el fin de comprobar los cálculos previos realizados y si el diseño de cada una es correcto.

Si en alguno de los casos las piezas no cumpliesen las condiciones de seguridad estipuladas, se procedería a su modificación hasta que cumplierse dichos valores.

La estructura:

1. Horquilla
2. Porta horquillas
3. Mástil
4. Travesaño
5. Larguero
6. Cilindro

### 1.4.2.1. Estudio de las horquillas

Comenzamos el estudio de las piezas de la máquina, estudiando las horquillas.

Las horquillas son la base en donde se apoya la carga a elevar. Sobre ellas aplicamos una carga uniformemente repartida a lo largo de su cara superior, de 7500N por ser la situación más común de trabajo.

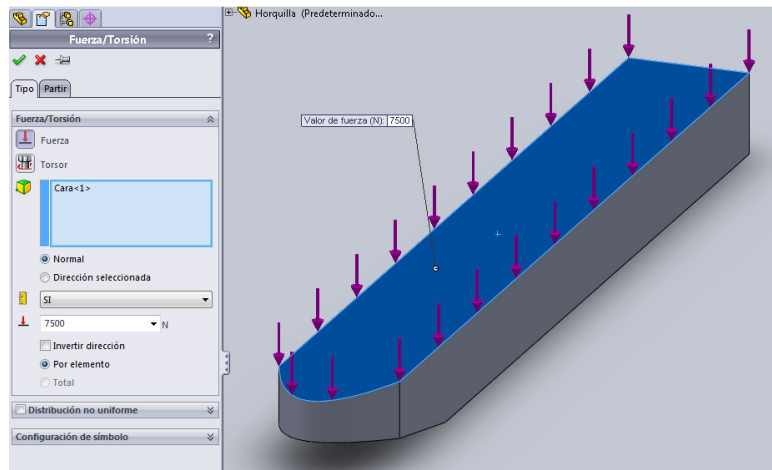


Fig.48

Después, definimos las restricciones que tiene.

La horquilla se encuentra soldada al porta horquillas, por tanto esa cara la definimos como “geometría fija”

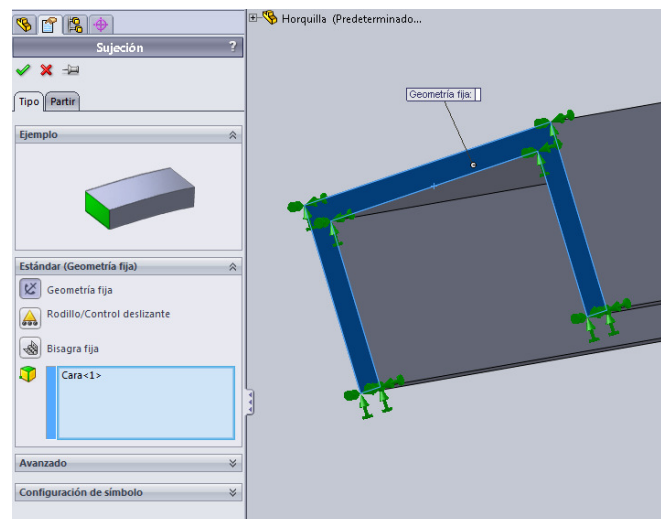


Fig.49

Seleccionamos el material S350, anteriormente definido y una vez impuestas las cargas y restricciones que afectan a nuestra horquilla, se procede al mallado y a la comprobación de los resultados.

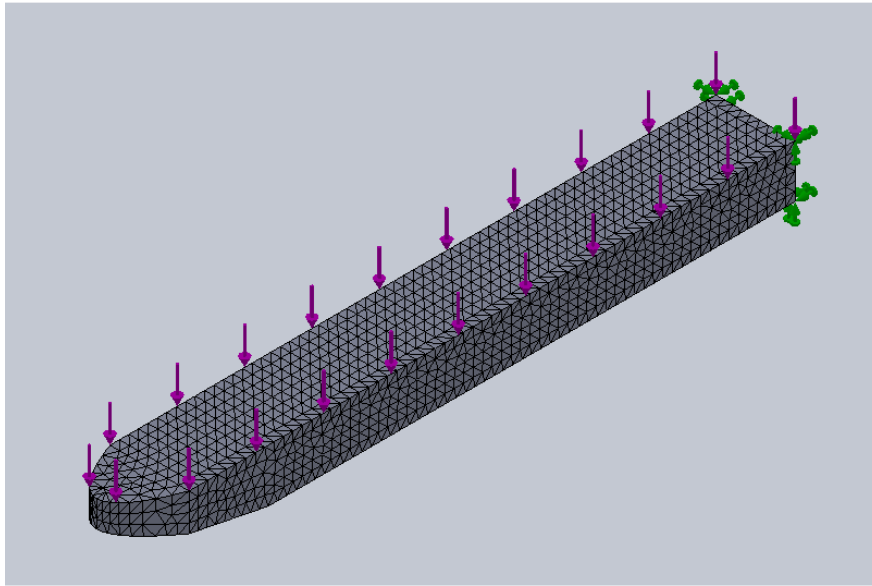


Fig.50

Resultados del estudio:

### 1- Tensiones por Von Misses

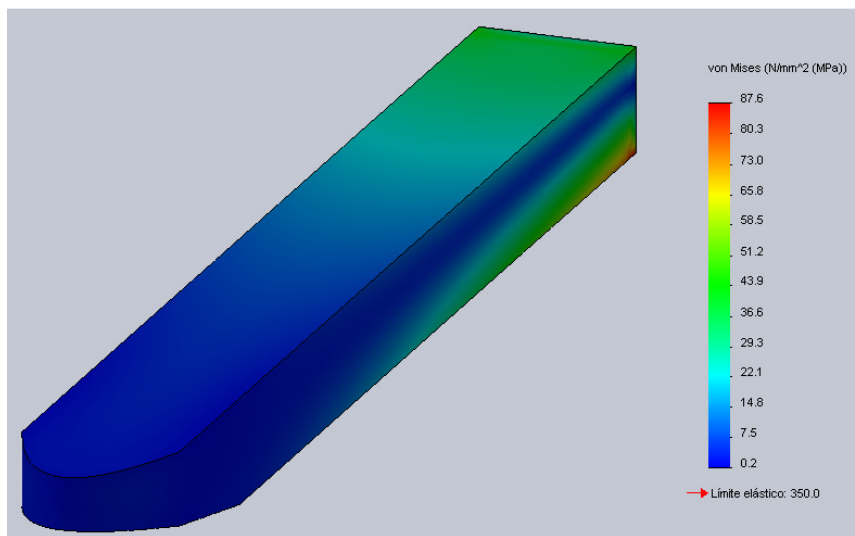
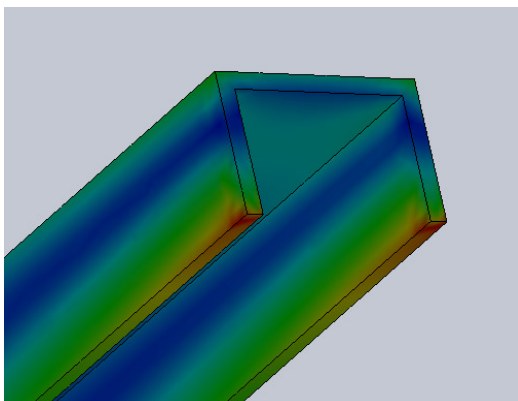


Fig.51



La mayor tensión se registra en el empotramiento, sin llegar a superar el límite elástico del material, siendo de hecho, una tensión pequeña en comparación con el límite, debido a que la hemos dimensionado con un coeficiente de seguridad de 4.

Fig.52

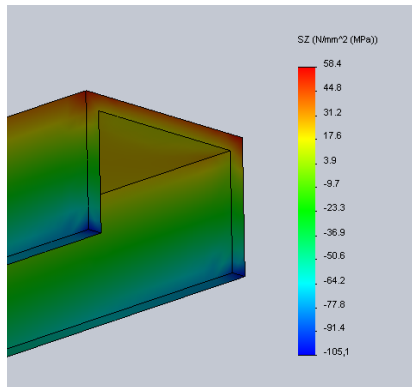


Fig.53

Vemos la distribución de tensiones normales en el eje Z, que sufre la horquilla y como se distribuyen en función de su centro de gravedad.

Es sobre esa cara donde actúa la fuerza resultante de 7500N.

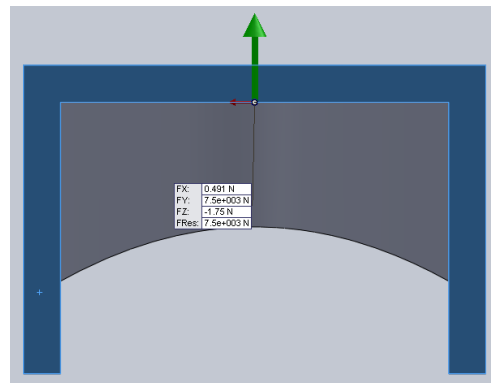


Fig.54

## 2- Desplazamientos

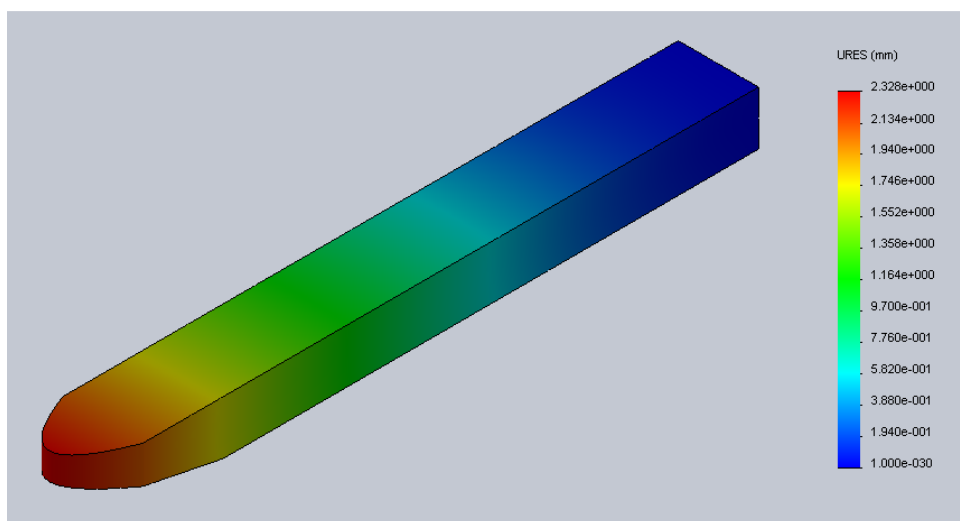


Fig.55

En la punta de la horquilla es donde se produce el mayor desplazamiento, siendo de 2.32mm. Vemos en naranja la horquilla original y el desplazamiento se puede considerar despreciable respecto a los 1,25 metros que mide la horquilla.

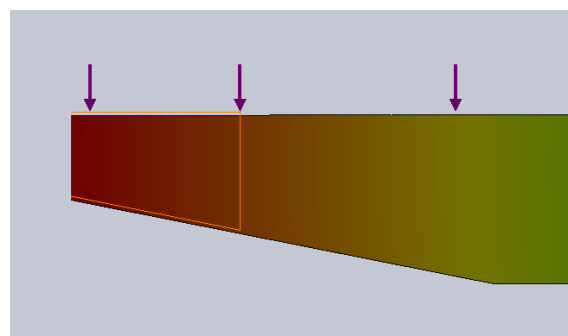


Fig.56

### 3- Deformaciones unitarias

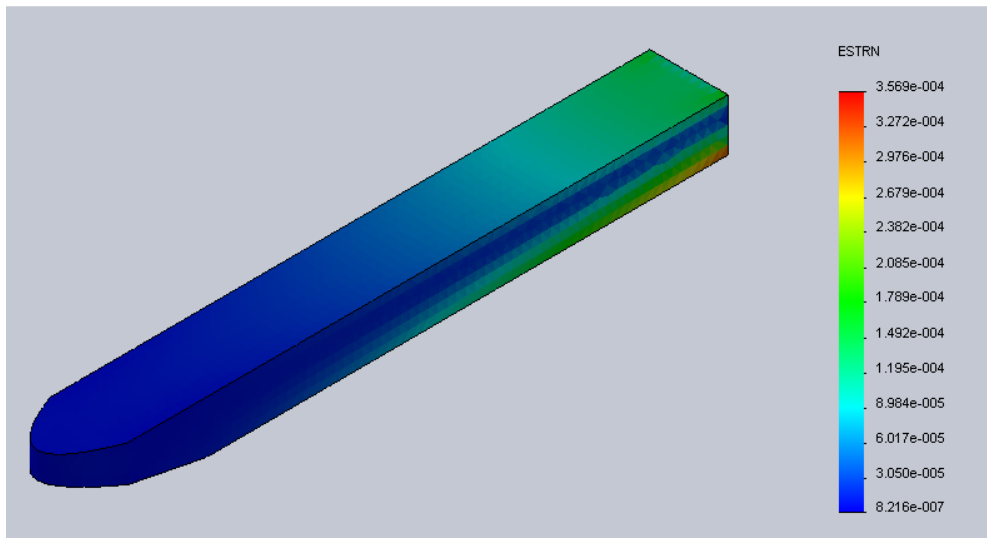


Fig.57

### 4- Factor de seguridad

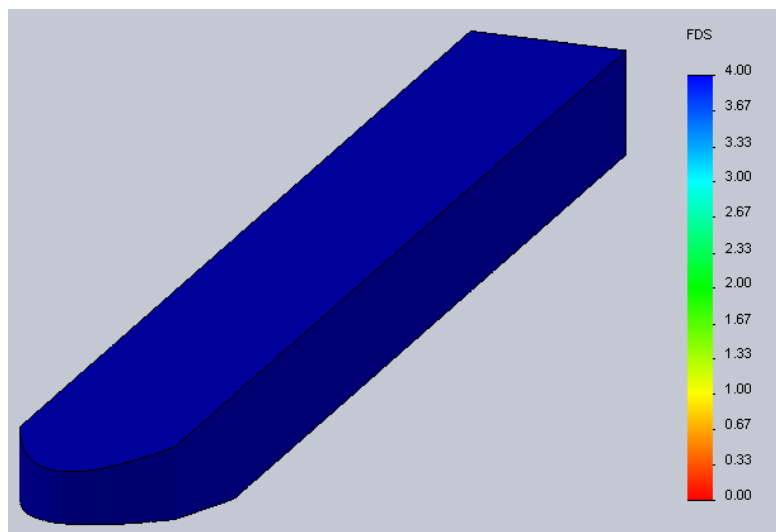


Fig.58

Toda la pieza presenta un coeficiente de seguridad mínimo de 4.

No se observa ninguna anomalía en esta pieza, por lo que procedemos a estudiarla en otra situación de trabajo.

Estudiada la situación normal de trabajo, en la que la carga se presenta distribuida sobre toda la horquilla, estudiaremos cuando es necesario empujar y trasladar la carga con la punta de la horquilla.

Traducido al estudio, se ubicaran 700 kg en la parte extrema de la horquilla para comprobar que los resultados también son satisfactorios en este tipo de situación.

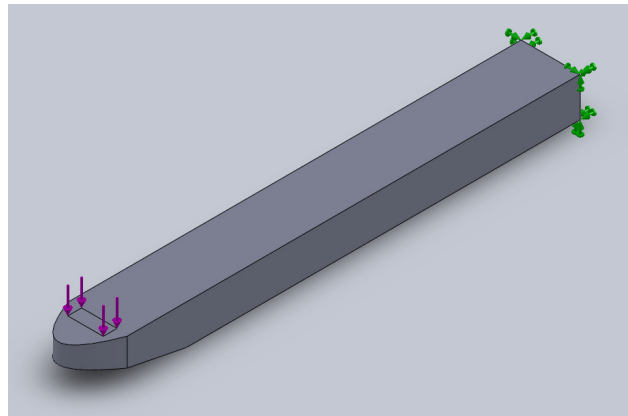


Fig.59

## 1- Tensiones por Von Misses

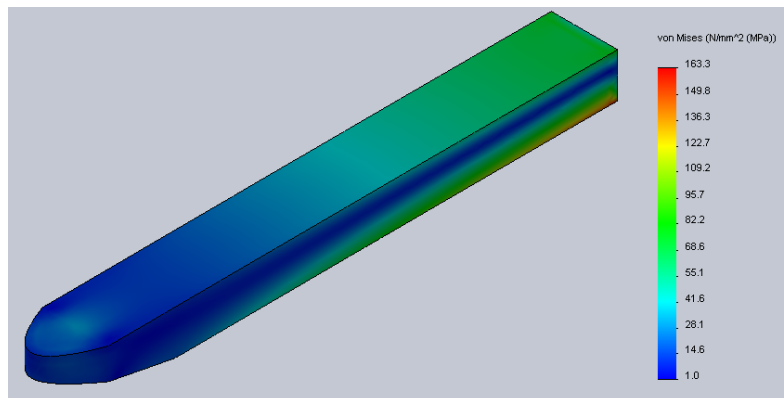


Fig.60

Las tensiones que se producen al colocar la carga en la punta de la horquilla son más del doble que al colocarla distribuida a lo largo de la misma, algo normal, aun así, están por debajo de nuestras especificaciones de seguridad.

## 2- Desplazamientos

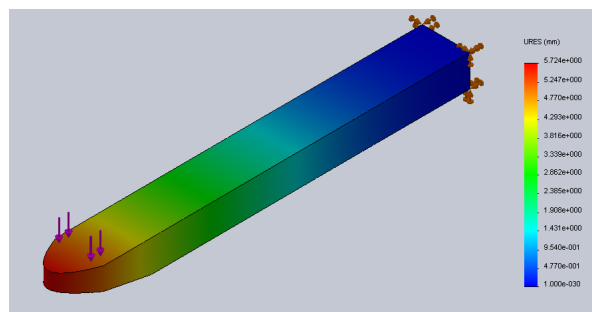


Fig.61



Este es el estudio que más nos interesa, el desplazamiento máximo del extremo de la horquilla. Vemos que cuando la carga se aplica sobre la punta, el desplazamiento máximo es de 5.724mm, por lo que, comparado con los 1250mm que mide la horquilla, lo podemos considerar como válido.

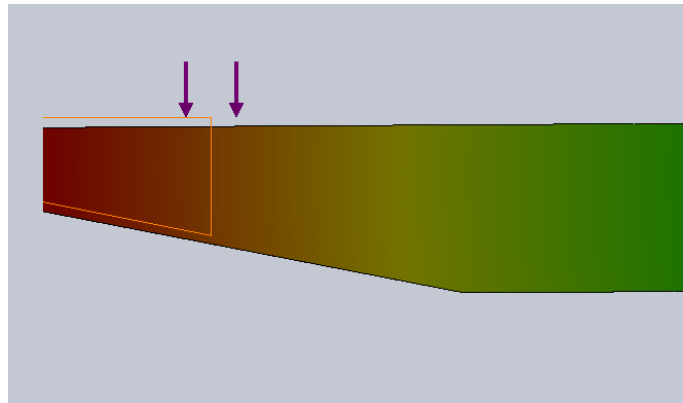


Fig.62

### 3- Factor de seguridad

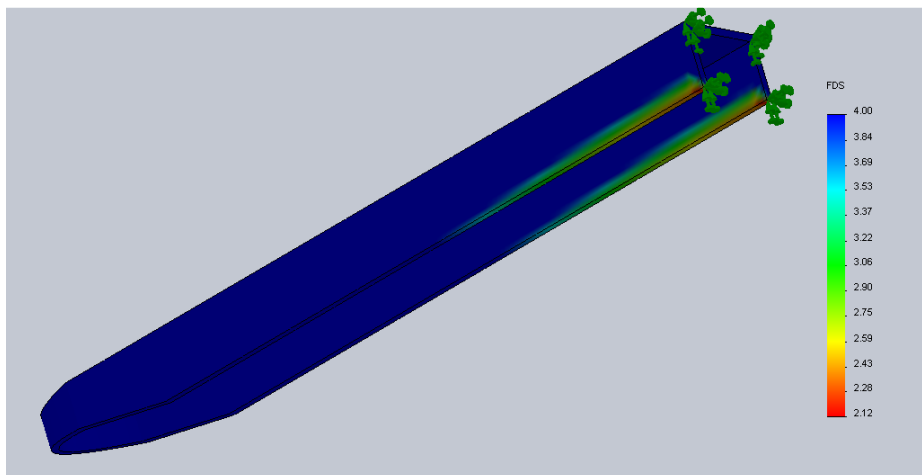


Fig.63

Se observa que el coeficiente de seguridad, en la parte inferior de la cara empotrada es inferior a cuatro, debido a que la hipótesis de carga es distinta, pero lo damos como válido porque es superior a uno.

Después de realizar los dos tipos de estudio y comprobar que la pieza no tienes ningún fallo de diseño, la podemos considerar como válida.

### 1.4.2.2. Estudio del porta horquillas

El porta horquillas es la pieza más importante del apilador. Podría considerarse la zona más delicada de la máquina, por lo complejo de la forma de las piezas y las fuerzas considerables que soportan.

Para su estudio, aplicamos sobre las horquillas la carga máxima de 15000N, así como en los agarres que tiene el porta horquillas, para enganchar las correas del cilindro, que como hemos hallado en los cálculos previos es también de 15000N.

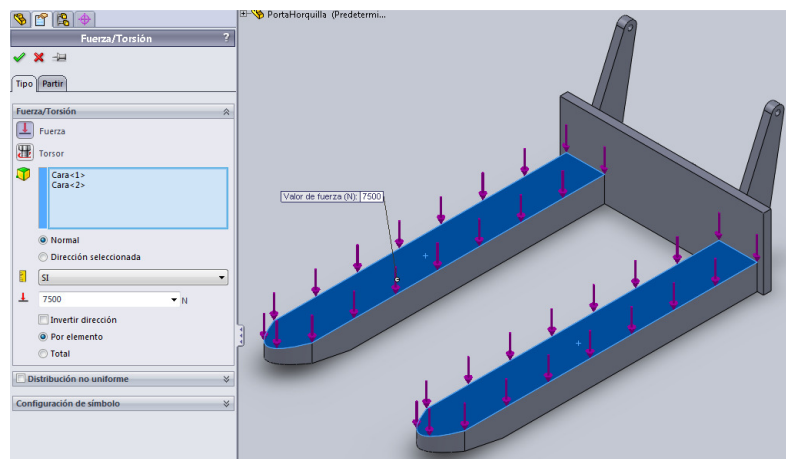


Fig.64

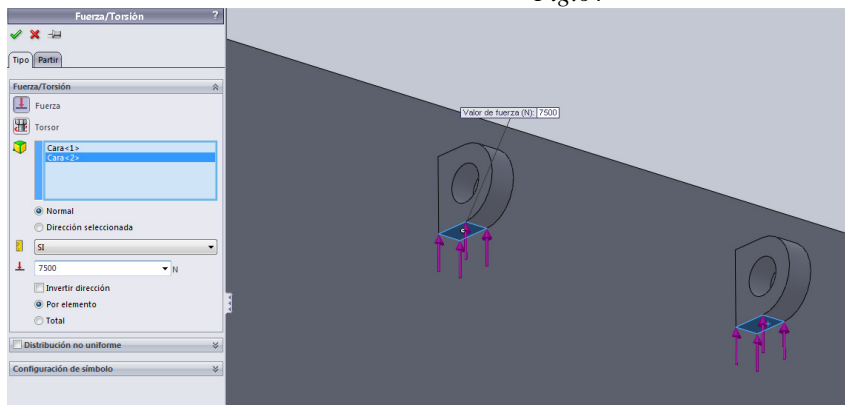


Fig.65

Las restricciones las colocaremos en los orificios de los rodillos, con la opción, “*sujeciones avanzadas*”.

Limitaremos el movimiento en la dirección del *eje Z*, resultante del contacto entre las ruedas y los mástiles, y será esa misma reacción la que se aplicara después en el estudio sobre los mástiles.

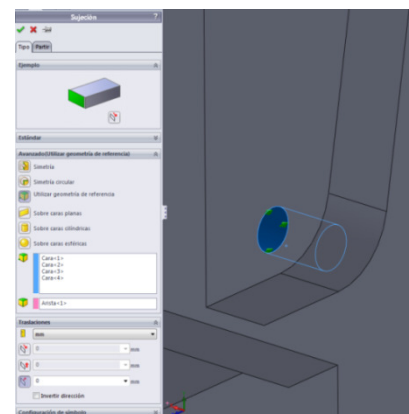
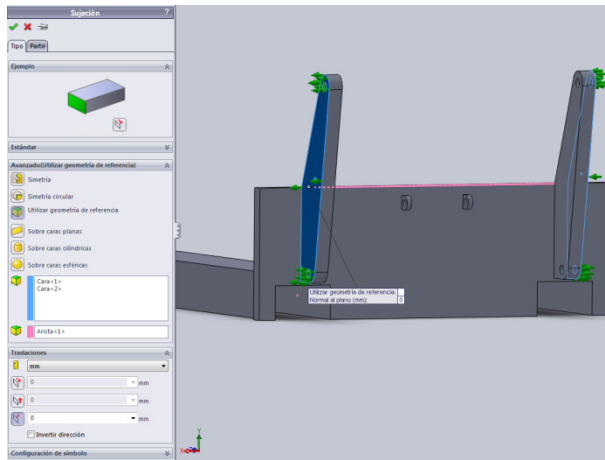


Fig.66



Como ocurría con las otras piezas, bloqueamos también el movimiento lateral de la pieza en el eje que queda libre, el *eje X*, para que no aparezca un desplazamiento lateral que no existe.

Fig.67

Asignamos el material, S350, creamos el mallado y realizamos el estudio.

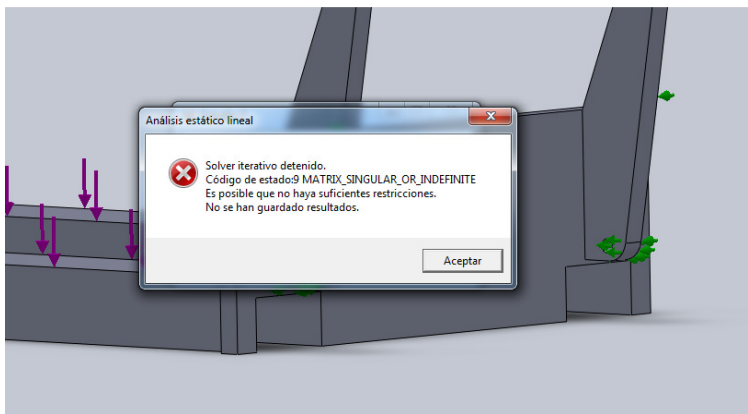
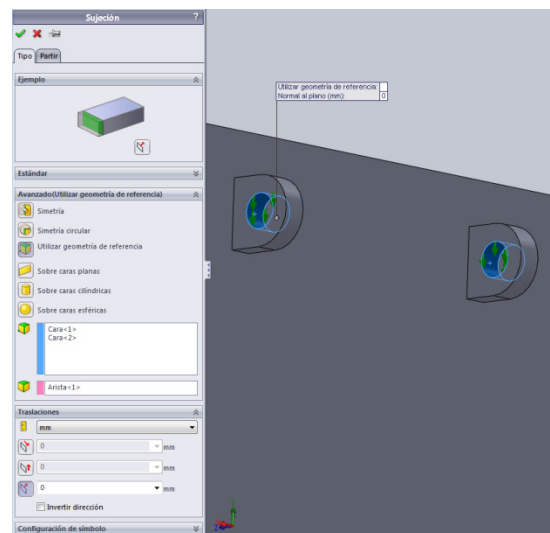


Fig.68

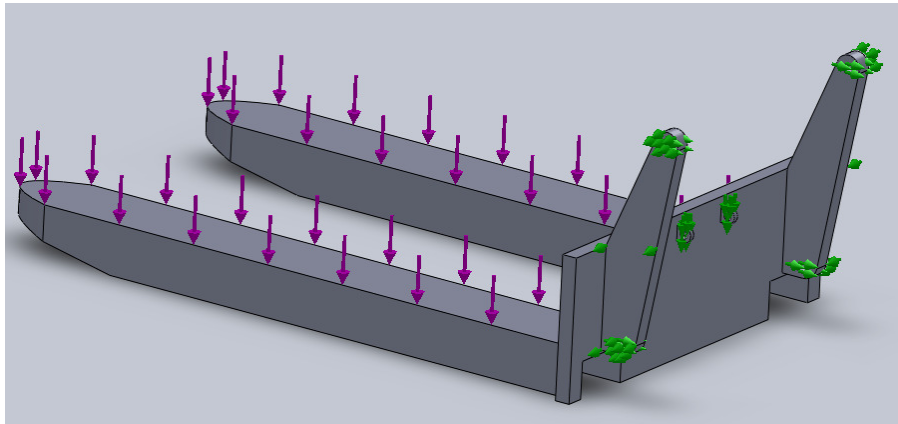
Nos ocurre que al colocar la fuerza de las correas sobre el porta horquillas, el SolidWorks no puede realizar el cálculo porque no existen suficientes restricciones, por lo que tenemos que sustituir dicha fuerza por una restricción vertical, en el *eje Y*, con la opción, “*sujeciones avanzadas*”.

Fig.69



Posteriormente comprobaremos que en esas restricciones la fuerza que aparece es de 7500 N en cada uno de ellos, y por tanto el estudio es correcto.

Las condiciones finales de estudio quedaran por tanto definidas de la siguiente manera.



De nuevo realizamos el mallado y los comprobamos los resultados.

Fig.70

Resultados del estudio:

#### 1- Tensiones por Von Mises

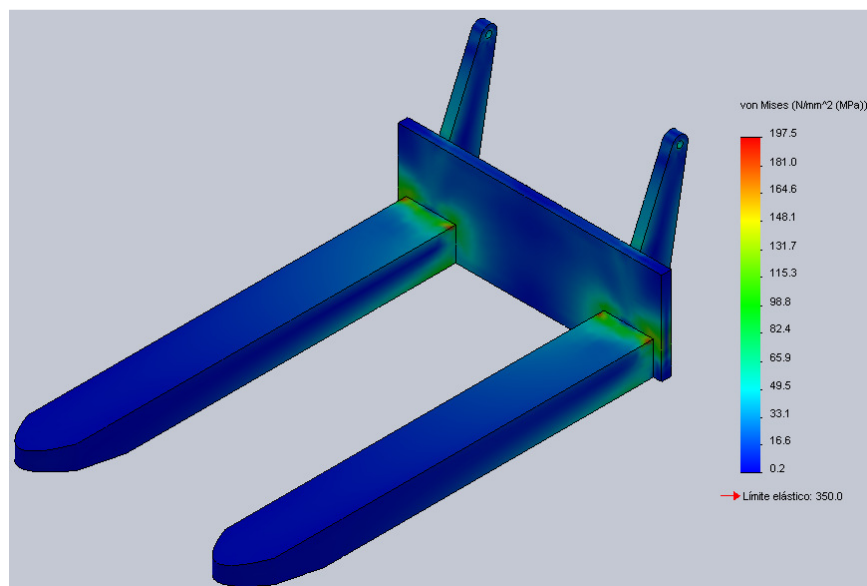
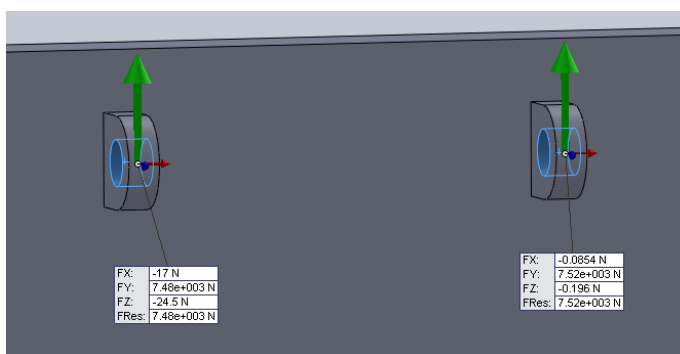


Fig.71



Tal y como habíamos estudiado en el análisis previo, en cada uno de los enganches de las correas del cilindro, se produce una fuerza vertical de 7500N.

Fig.72

Sin embargo en los rodillos la fuerza resultante que aparece es algo menor que en los análisis previos, según el SolidWorks la fuerza que se transmite a los mástiles es de 11300N, mientras que en los cálculos previos es de 11700N.

Esto puede ser debido a que con el programa hemos considerado carga distribuida como forma más habitual de trabajo y en los cálculos previos la carga era puntual y situada en el centro.

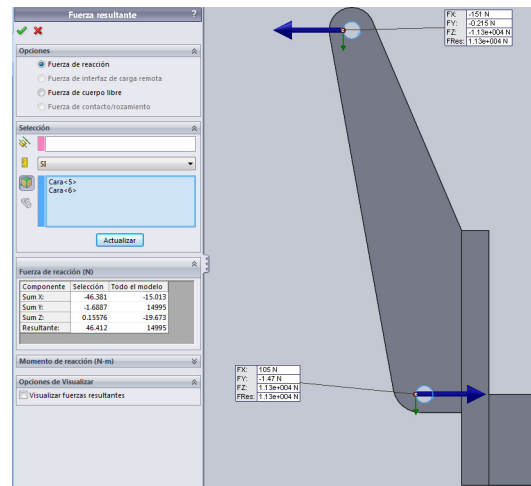


Fig.73

Aun así las fuerzas que nos aparecen son muy similares, y podemos considerarlas como válidas.

## 2- Desplazamientos

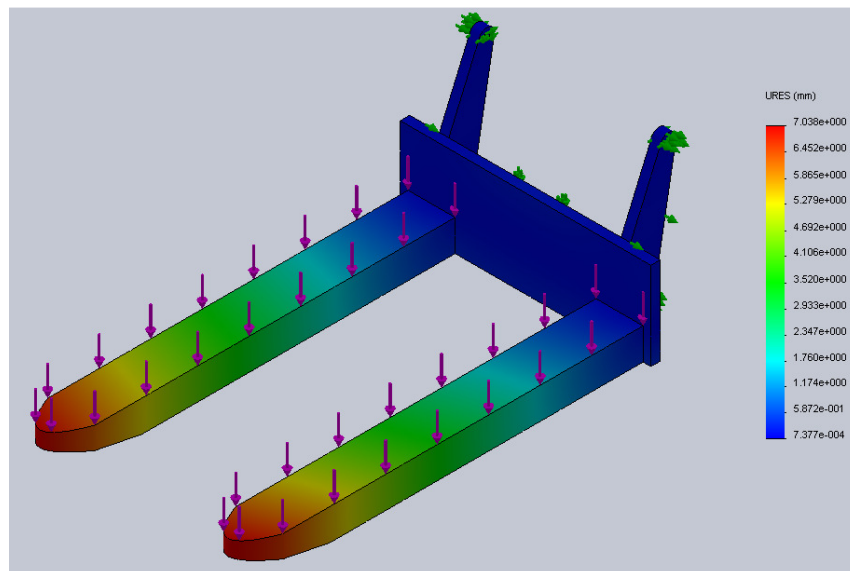
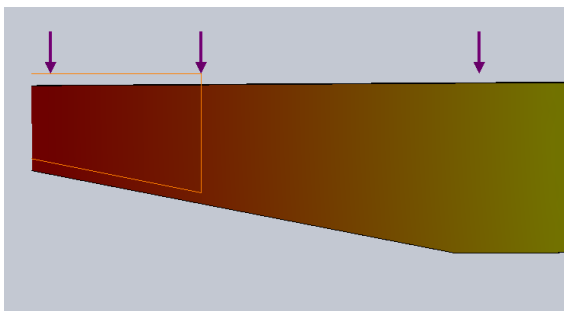


Fig.74



Se observa que en la punta de la horquilla deformada, en naranja el diseño original, se produce un mayor desplazamiento vertical, 7mm, que el que se produce al estudiar la horquilla sola.

Fig.75

Esto es debido a que la horquilla no se encuentra soldada en su totalidad a la chapa del porta horquillas y dependerá en gran medida del espesor de la misma.

Ese espacio es el que aprovechamos para conseguir un mayor descenso de las horquillas. No obstante es un desplazamiento que lo podemos considerar como válido respecto de la longitud de las mismas.

### 3- Deformaciones unitarias

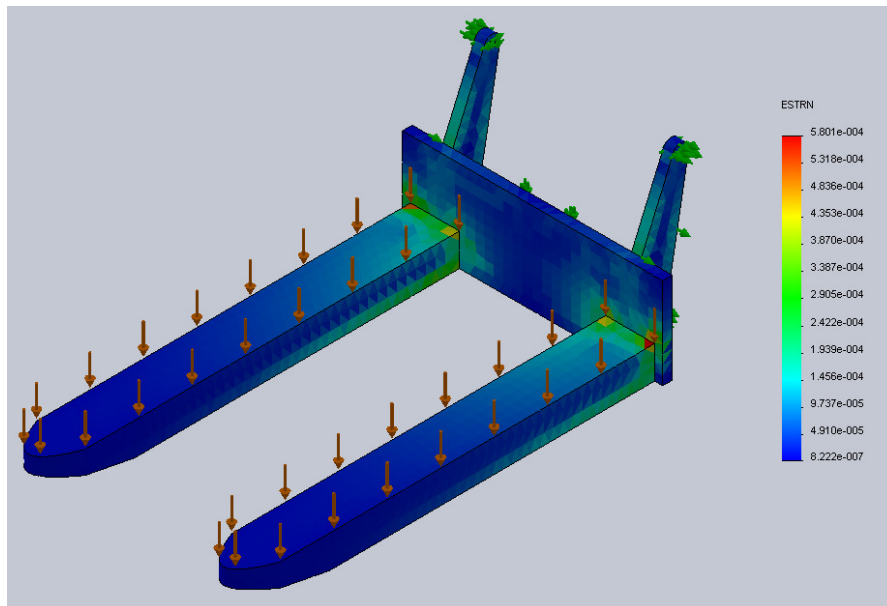


Fig.76

### 4- Factor de seguridad

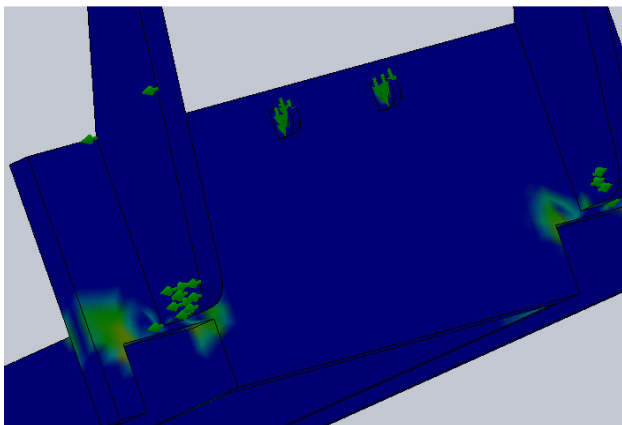


Fig.77

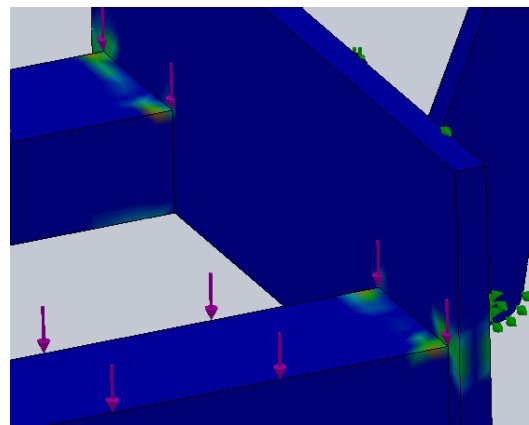


Fig.78

La zona donde mayor concentración de tensiones y más bajo es el coeficiente de seguridad es en la unión entre las horquillas y la chapa y la unión del soporte de los rodillos con la chapa. Es una zona muy localizada la cual se podría dotar de mayor seguridad aumentando el cordón de soldadura.

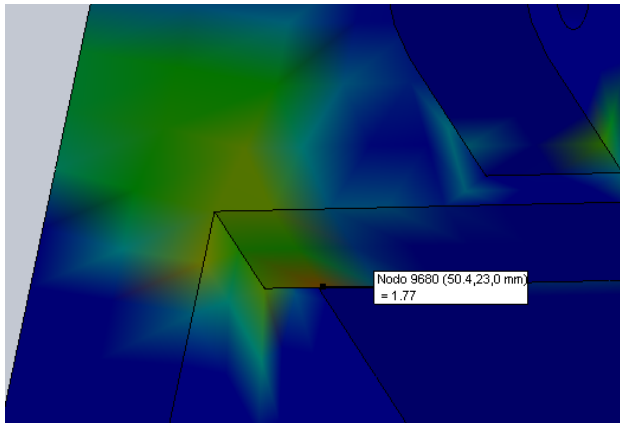


Fig.79

El coeficiente de seguridad mínimo sigue dando por encima de 1.

Por lo tanto es una pieza que no presenta ningún tipo de problema en el estudio.

Al igual que hemos hecho con las horquillas, ahora vamos a estudiar otra situación, menos común de trabajo del porta horquillas, que es cuando son utilizadas para empujar la carga con la punta de las horquillas.

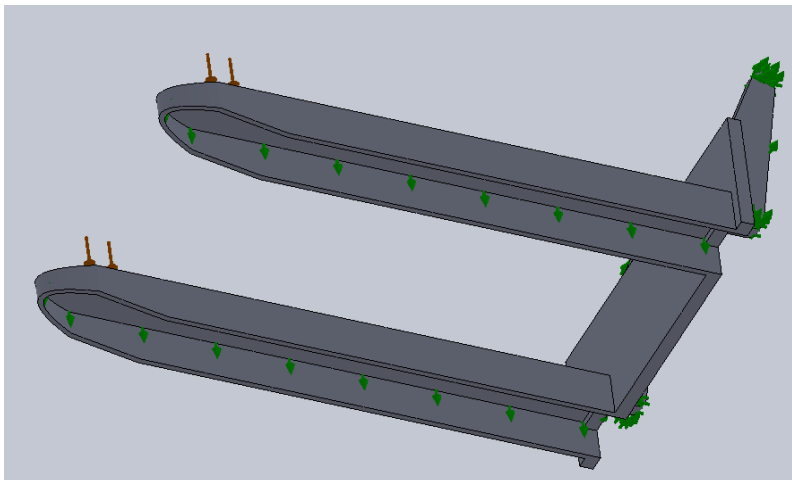


Fig.80

Consideramos la zona interior de las horquillas en contacto directo con los largueros, aplicándole la opción “rodillo”. Las demás restricciones son las mismas que el estudio anterior, aunque en los enganches de la correa la fuerza resultante va a ser cero.

Aplicamos una carga de 7500N en la punta de cada una de las horquillas y realizamos el estudio.

Como vemos en los resultados, este estudio podría pasar desapercibido porque cuando utilizamos de esta manera las horquillas, se encuentran apoyadas sobre los largueros, por lo que tan apenas sufren esfuerzos y desplazamientos considerables.

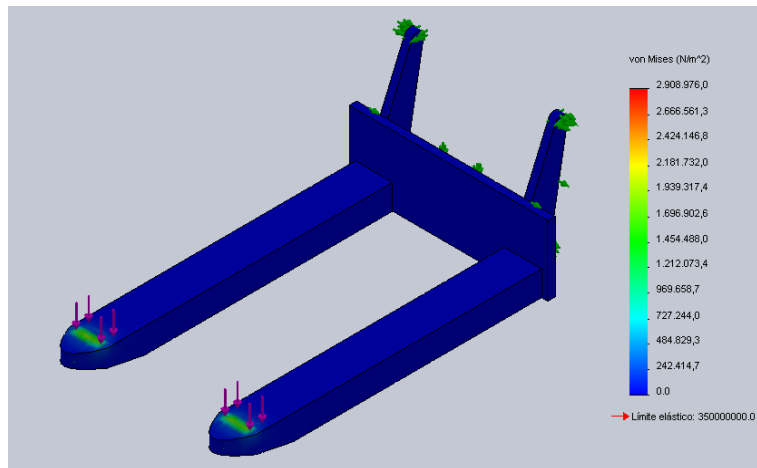


Fig.81

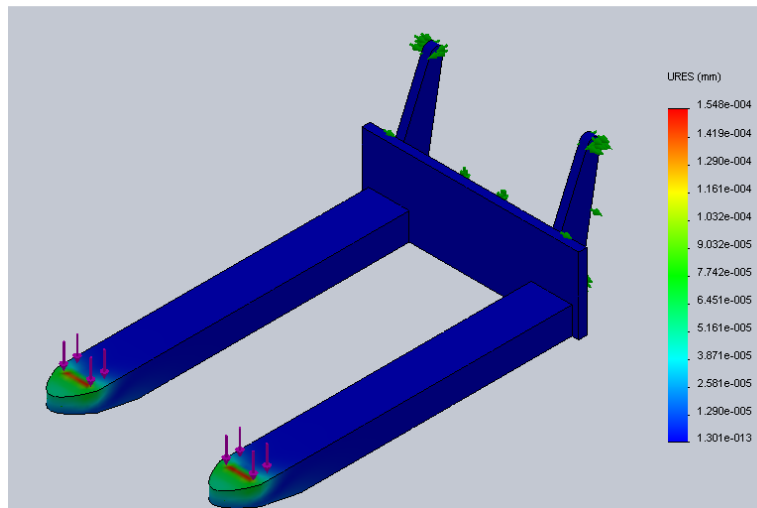


Fig.82

El problema se presentaría, si en vez de llevarlas pegadas a los largueros, por cualquier motivo la horquilla se elevase cierta altura con la máxima carga en la punta.

### 1- Tensiones por Von Misses

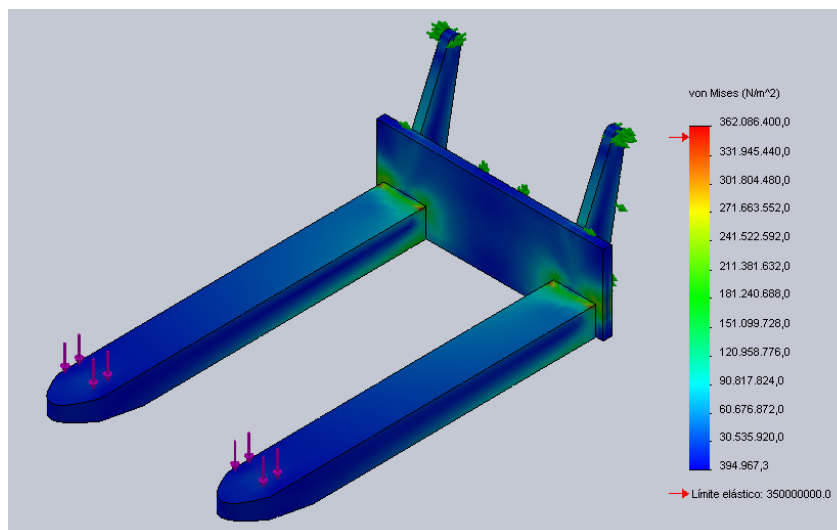


Fig.83



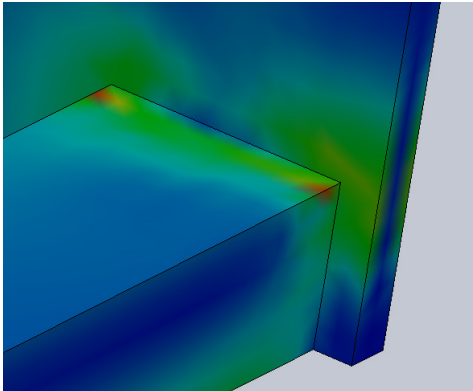


Fig.84

La tensión que se genera en la unión de la horquilla con la placa del porta horquillas es mayor a la admitida, en ese punto podría producirse la rotura. Es normal porque la horquilla está pre dimensionada con la carga distribuida.

## 2- Desplazamientos

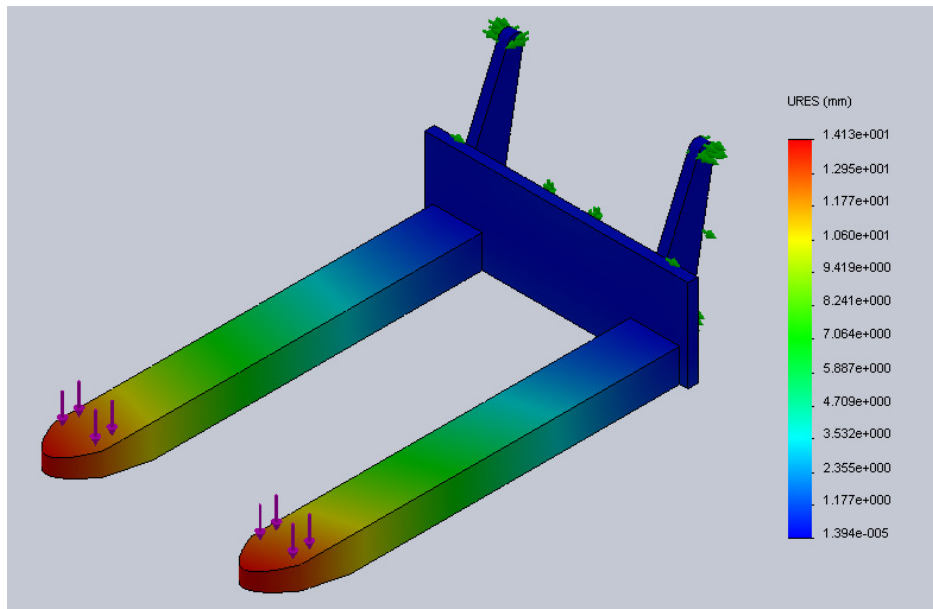


Fig.85

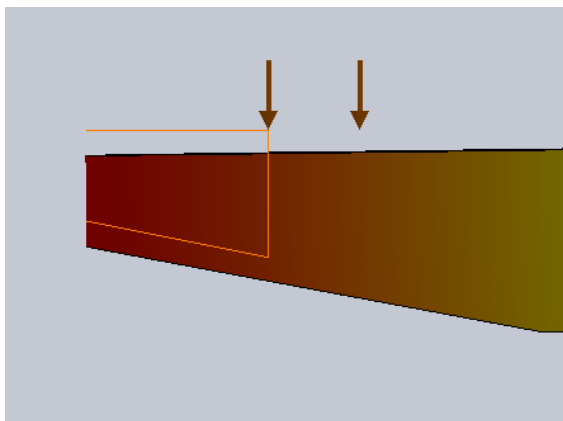


Fig.86

El desplazamiento que se produce en la punta es de 15cm, demasiado como para darlo por válido.

### 3- Factor de seguridad

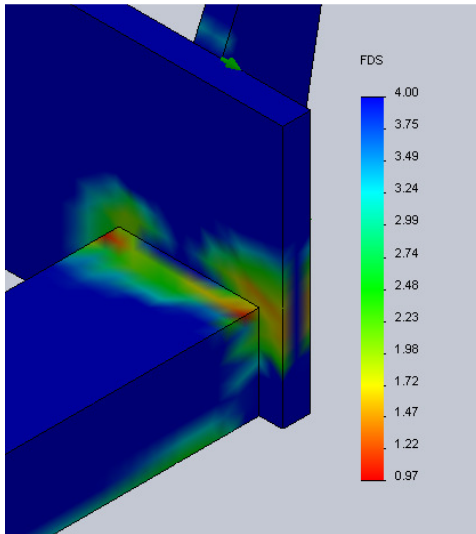


Fig.87

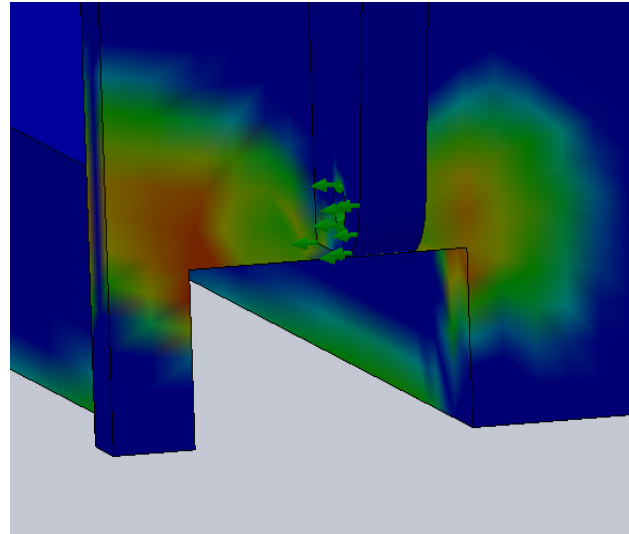


Fig.88

El factor de seguridad tampoco se puede dar como válido, ya que en alguna zona de la pieza el coeficiente es inferior a 1.

En conclusión, hemos visto que aunque según la normativa, no se debe transportar la carga de esta manera, si por cualquier motivo la carga se elevase en esa posición, las horquillas podrían llegar a ceder porque en la unión con la placa del porta horquillas sufren mayores esfuerzos de los permitidos.

Sin embargo, para solucionar el problema, bastaría con ampliar la rigidez de la horquilla, es decir, utilizar una horquilla de similares características pero con un espesor interior algo mayor al nuestro.

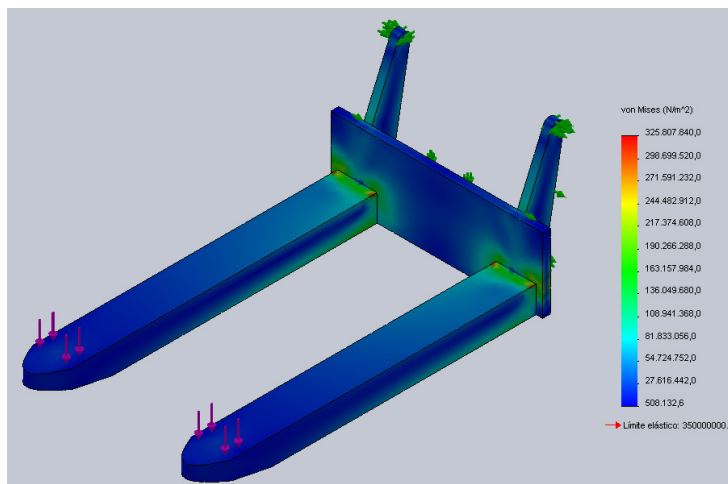


Fig.89

Probamos con un diámetro de 13mm, y vemos que ya no se supera el límite elástico y los desplazamientos que se producen también son inferiores.

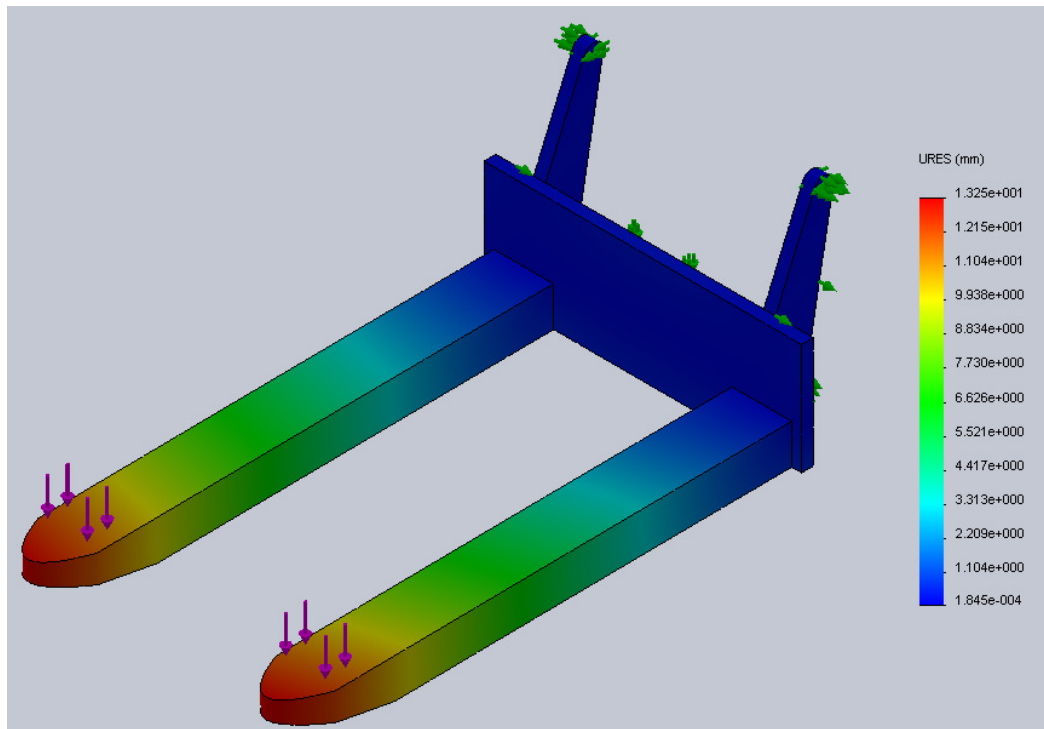


Fig.90

Podemos concluir, por lo tanto que, conforme mayor espesor tengan las horquillas, mayor rigidez presentan y menores serán los esfuerzos sufridos y el desplazamiento en la punta de la misma.

### 1.4.2.3. Estudio de los mástiles

La siguiente pieza a estudiar serán los mástiles. Éstos se encuentran soldados a los largueros. Aplicamos con el programa en esa cara la opción de restricción “fija”.

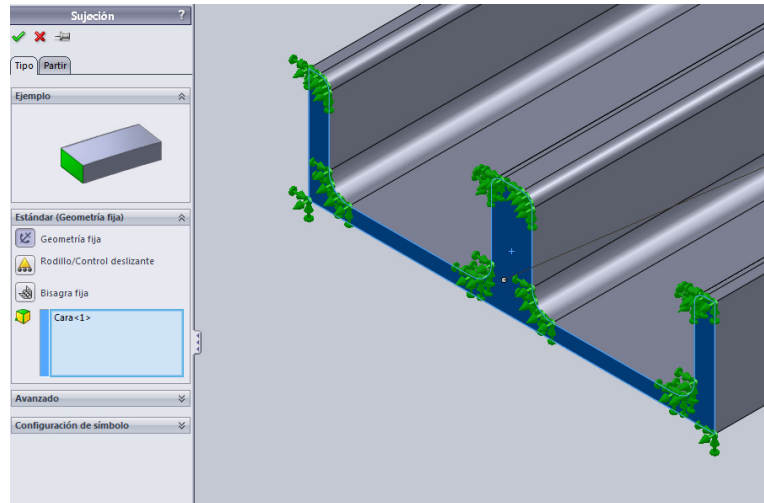
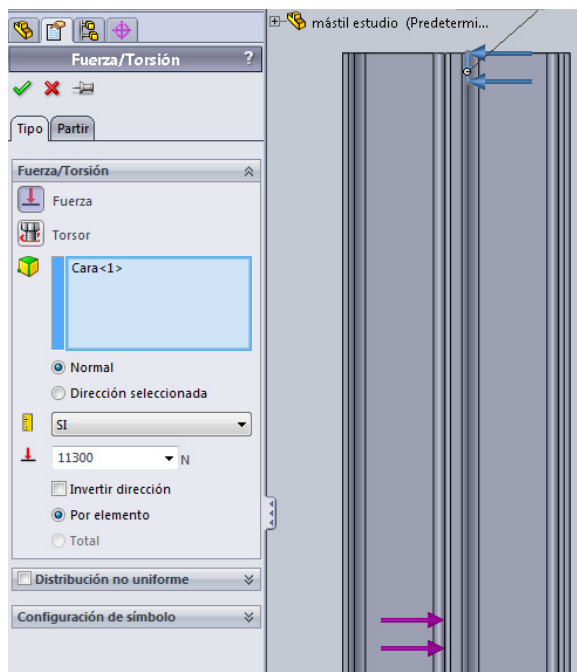


Fig.91

Limitaremos también el desplazamiento en la dirección del *eje X*, para que no se dé en esa dirección un desplazamiento que no existe.

En lo referente a las cargas que soportan, sobre el mástil actúa la fuerza de los rodillos del porta horquillas. Como hemos visto en el análisis previo, éstos le transmiten, dos fuerzas iguales y de sentido contrario de 11718,75N. Al realizar el estudio del porta horquillas en el SolidWorks, con la carga distribuida, los rodillos ejercían una fuerza de 11300N, algo menor que la calculada anteriormente.



Aplicamos la carga que nos ha calculado el programa.

Fig.92

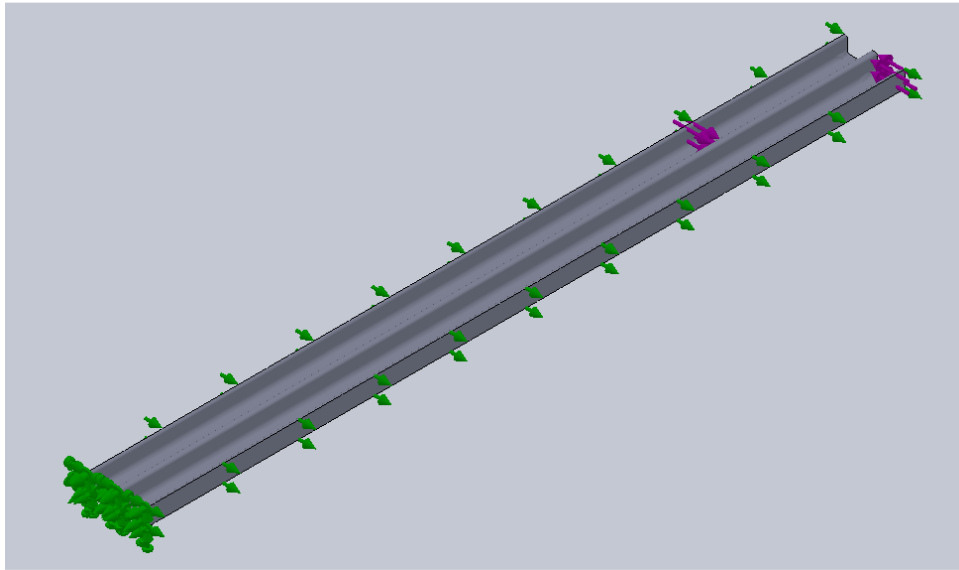


Fig.93

Resultados del estudio:

#### 1- Tensiones por Von Mises

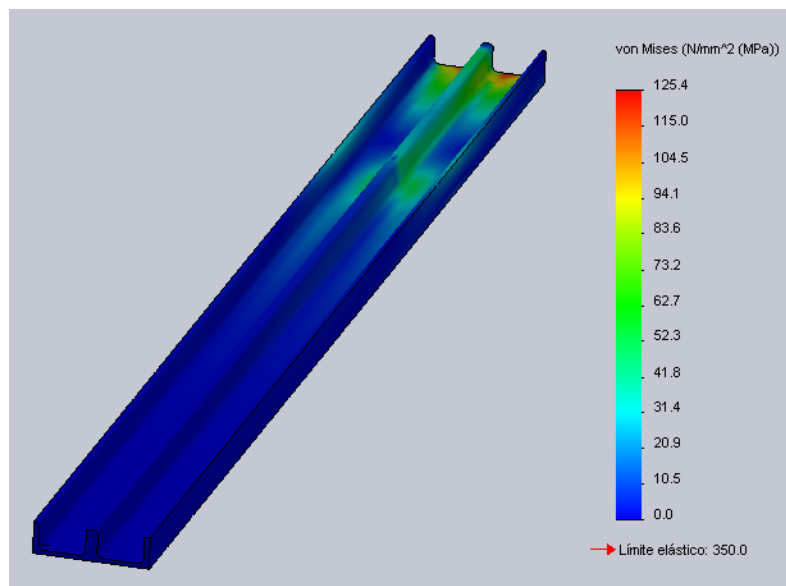
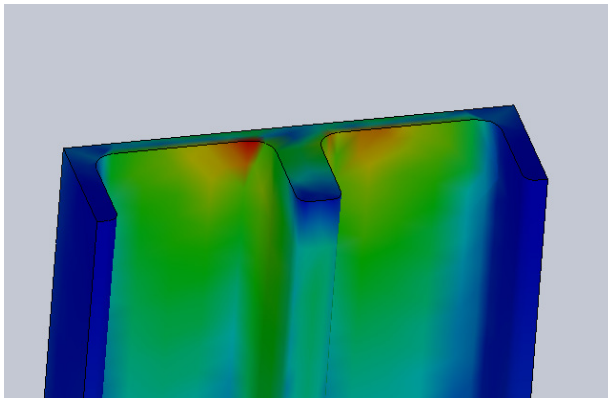


Fig.94



La zona donde mayores tensiones se registran es donde el mástil recibe la fuerza de los rodillos.

Fig.95

## 2- Desplazamientos

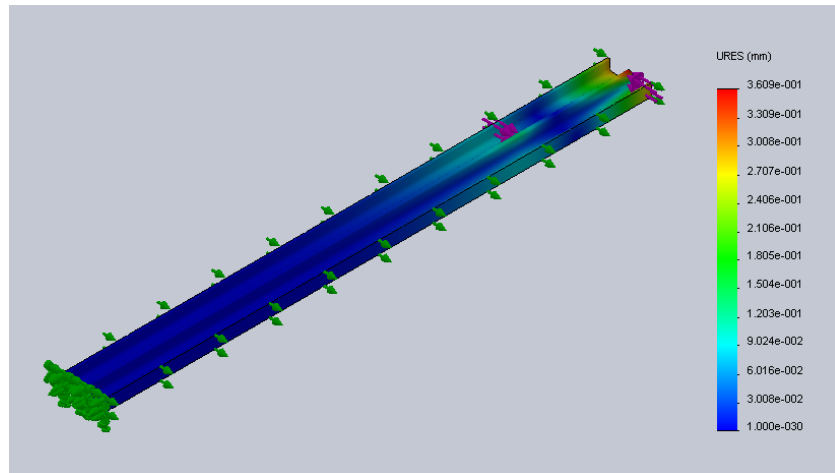
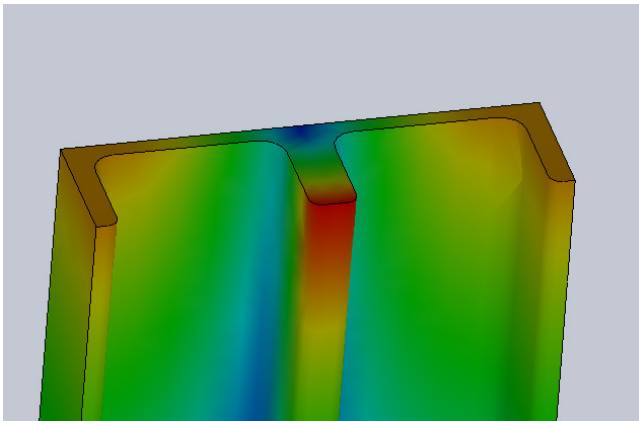


Fig.96



El desplazamiento que se produce en la parte superior de los mástiles, es ínfimo.

Fig.97

## 3- Deformaciones unitarias

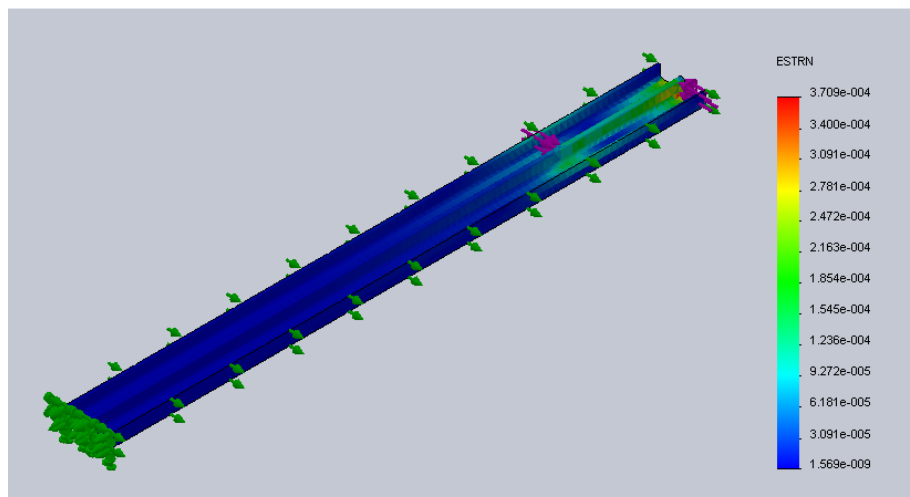


Fig.98

#### 4- Factor de seguridad

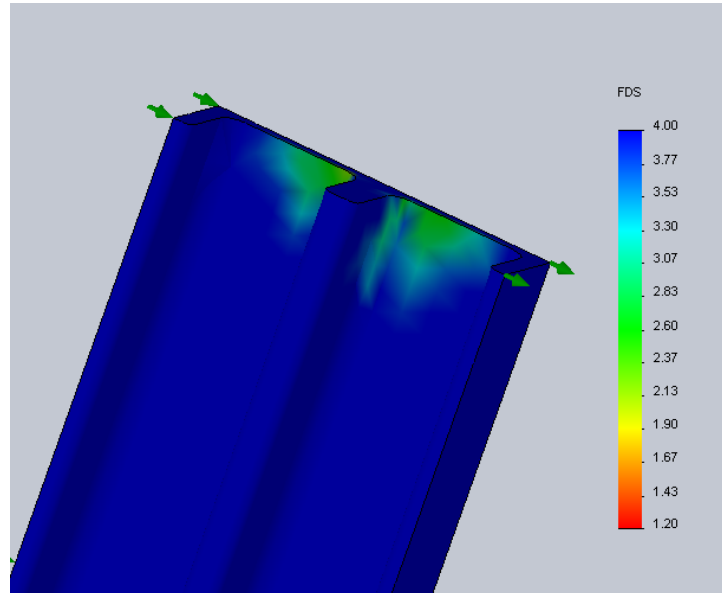


Fig.99

Como se preveía, al ser dos perfiles unidos entre sí, resisten mayores tensiones y no se observa ningún punto de los mismos que puede llevar a una rotura y es que, tan apenas sufren modificaciones en su configuración. Podemos decir por tanto que los mástiles cumplen todas las condiciones de seguridad y son validos para el diseño.

#### 1.4.2.4. Estudio del travesaño

El travesaño es la pieza que une los largueros. Sobre él se coloca el cilindro hidráulico, encargado de elevar la carga, por tanto el travesaño tiene que soportar la fuerza que le produce el cilindro en dicha elevación, que es de 15000N.

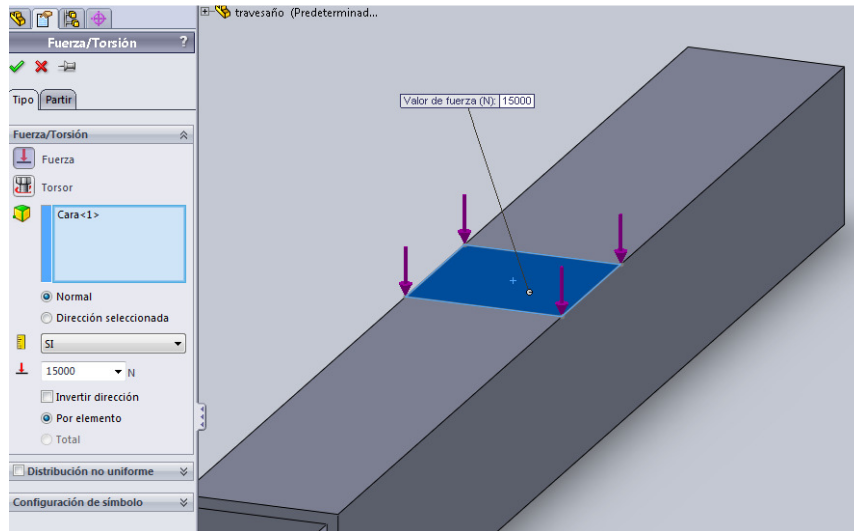


Fig.100

En el análisis previo hemos supuesto que el travesaño está apoyado en los largueros y no empotrado, con el programa simularemos las condiciones reales de apoyo aplicando a ambas caras laterales del travesaño la condición de “geometría fija”.

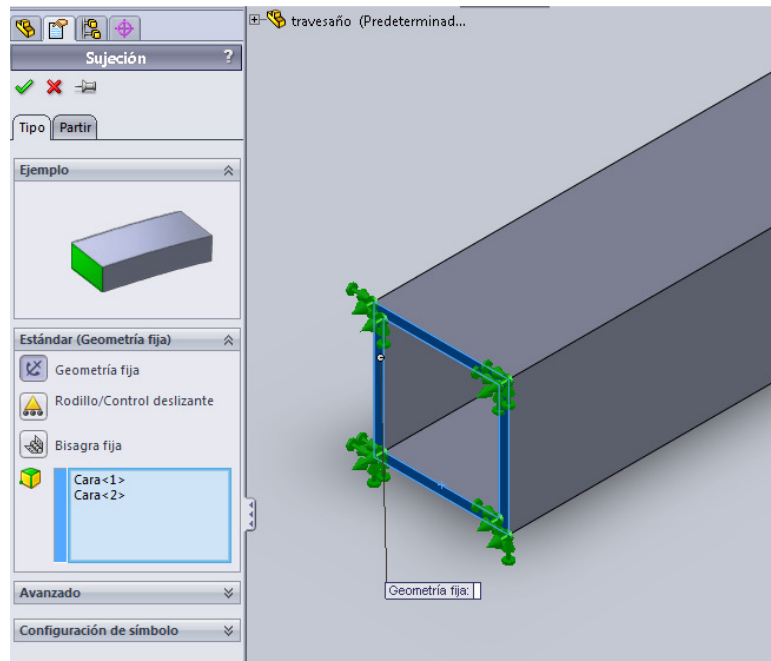


Fig.101



Una vez definido el material, las restricciones y aplicada la fuerza que le transmite el cilindro, realizamos el mallado y comprobamos los resultados.

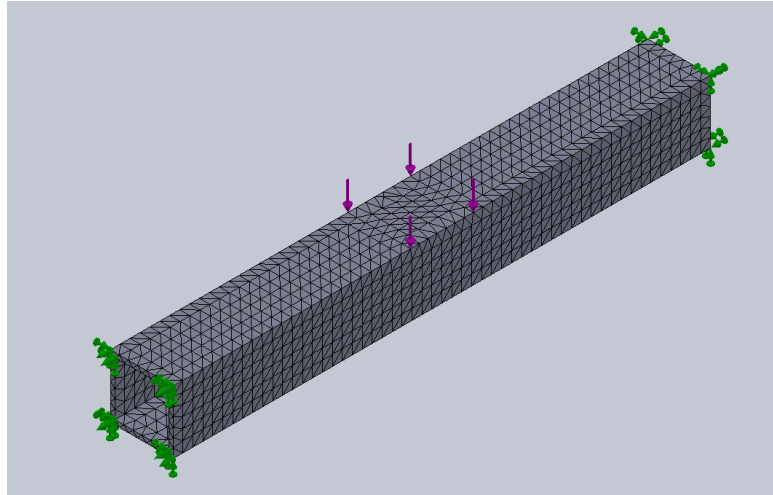


Fig.102

Resultados del estudio:

#### 1- Tensiones por Von Mises

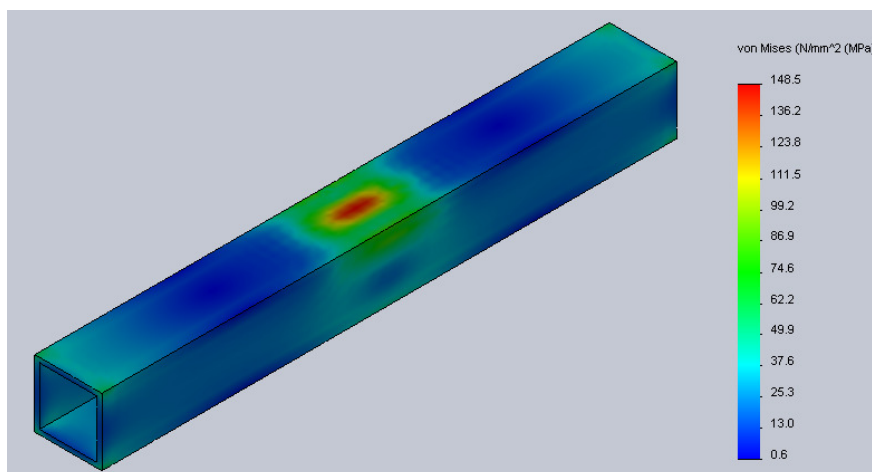


Fig.103

En ningún punto del travesaño se supera el límite elástico, y la zona donde más tensión se concentra es donde sufre la fuerza del cilindro. En las caras laterales aparece una reacción vertical de 7500 N tal y como habíamos calculado en el análisis previo.

## 2- Desplazamientos

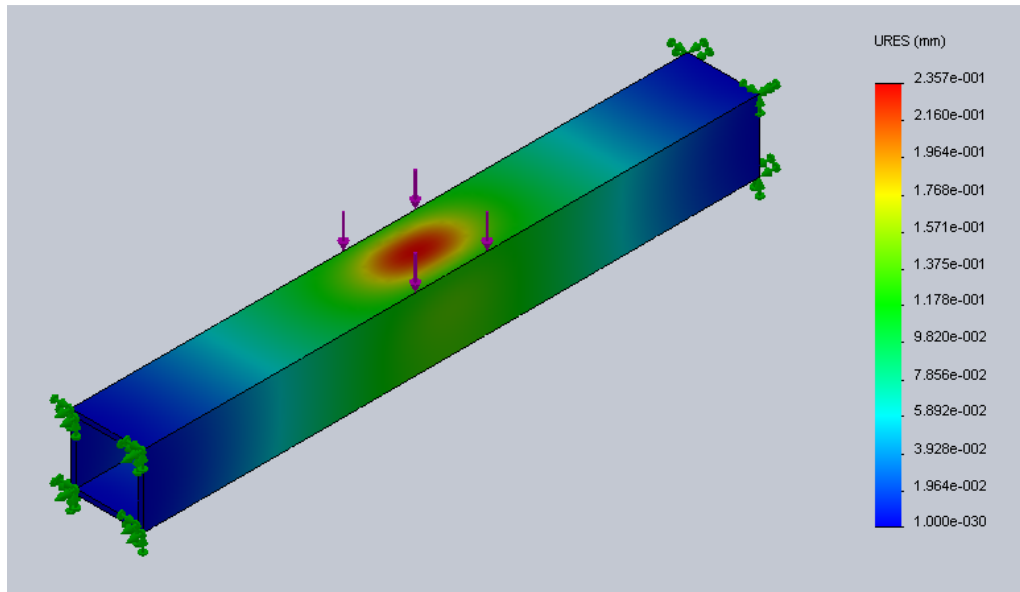


Fig.104

Como podemos observar, tan apenas sufre desplazamiento vertical en su parte central.

## 3- Deformaciones unitarias

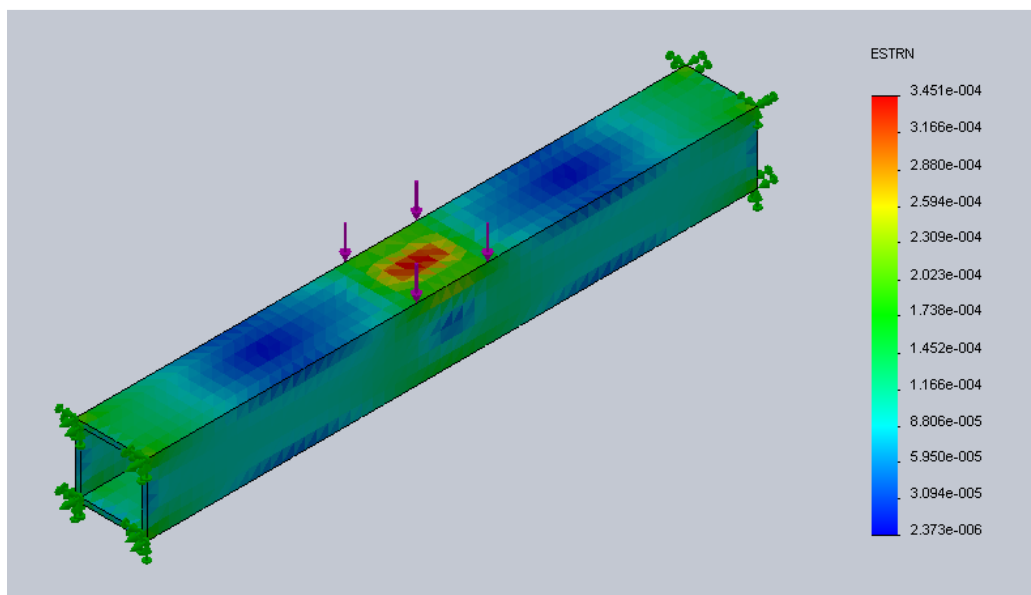


Fig.105

#### 4- Factor de seguridad

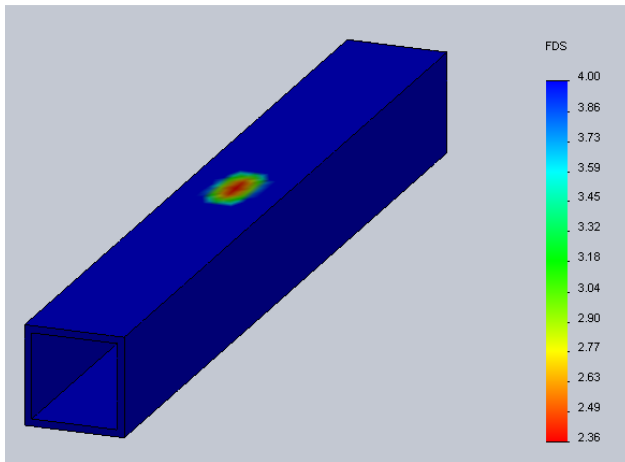


Fig.106

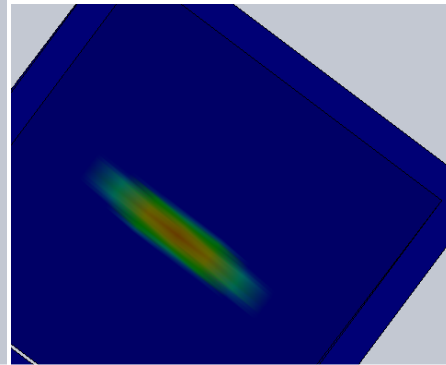


Fig.107

El travesaño soporta bien la carga aplicada por el cilindro, con un coeficiente de seguridad mínimo de 2.36.

Una vez estudiado el travesaño y comprobados los resultados, se puede dar como válido el diseño del mismo, ya que cumple todas las condiciones de seguridad.

Hay que resaltar, que a la hora de realizar el ensamblaje entre el cilindro y el travesaño, se observa, como vemos en la foto inferior, que el diámetro del cilindro es de 73mm y el travesaño mide 70 mm, así que debemos cambiar el perfil del travesaño por uno superior, para poder colocar sobre él, el cilindro de manera estable.

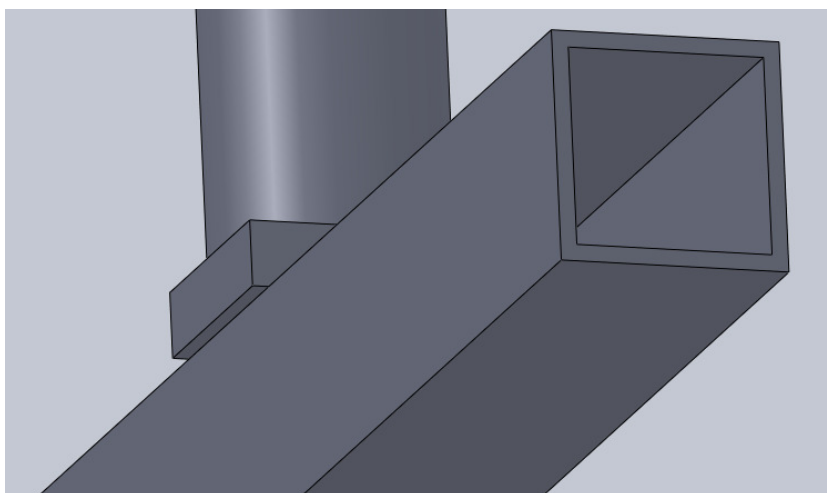


Fig.108

Por tanto, con las mismas premisas con las que hemos calculado el anterior perfil y sabiendo que el momento resistente es de  $W_f = 25,71 \text{ cm}^3$ , el nuevo perfil será mayor, con lo que todavía será más seguro.

**PERFIL CUADRADO 75×75×5**

#### 1.4.2.5. Estudio de los largueros

El chasis está formado por los largueros, que son los que soportan todo el peso de la máquina y de la carga que transporta, los mástiles, que sufren la fuerza que les transmiten los rodillos del porta horquillas, y el travesaño, que es donde se apoya el cilindro.

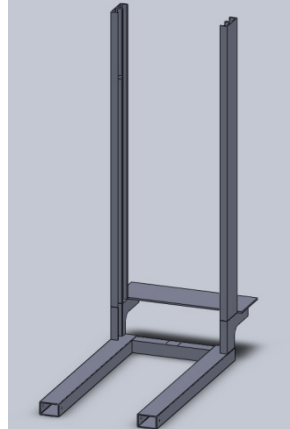


Fig.109

Conocidas las fuerzas que sufren cada uno de ellos las aplicamos con la opción de “cargas externas”.

Sobre los mástiles, aplicaremos la fuerza resultante del estudio del porta horquillas, 11300N y sobre el travesaño, los 15000N que resultan del cilindro.

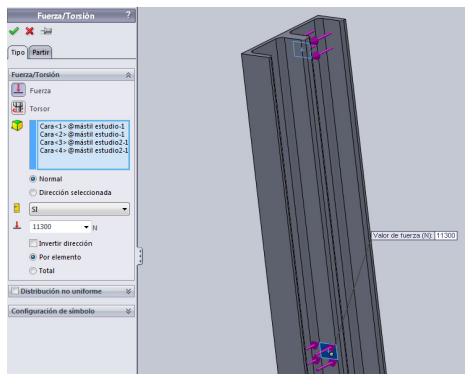


Fig.110

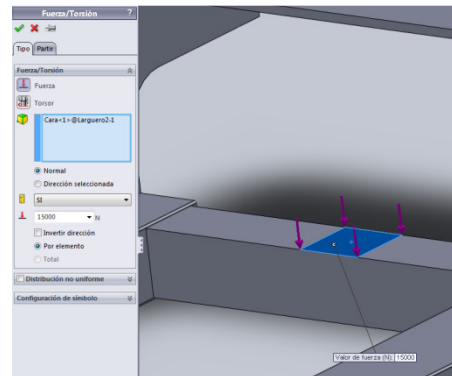


Fig.111

Toda la estructura se encuentra apoyada en el suelo a través de las ruedas. En ese punto aplicaremos las restricciones, seleccionando la opción, “rodillo”, ya que sólo tiene limitado el movimiento en una dirección.

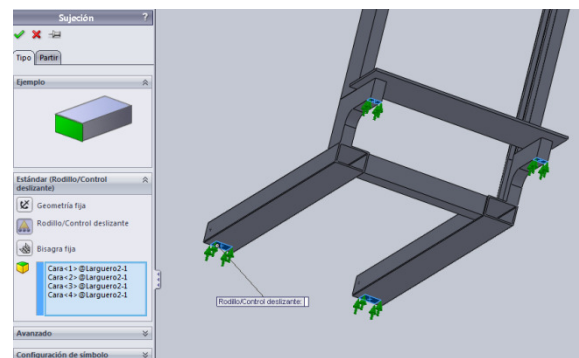
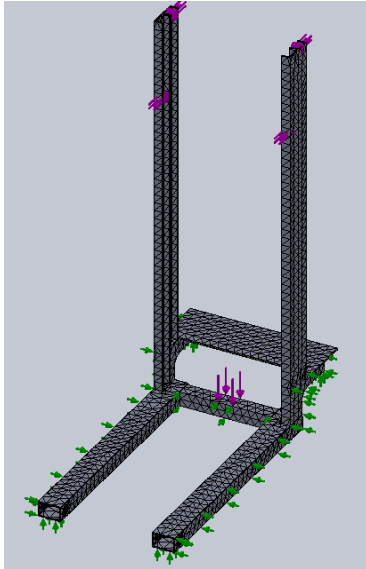


Fig.112

A su vez debemos limitar el movimiento en la dirección del *eje X* y el *eje Z*, para que no sufra en el estudio mediante SolidWorks Simulation un desplazamiento no permitido.



Así pues seleccionado el material S350, anteriormente definido y aplicadas las fuerzas y restricciones correspondientes, se procede al mallado y comprobación de los resultados.

Fig.112

Resultados del estudio:

#### 1- Tensiones por Von Misses

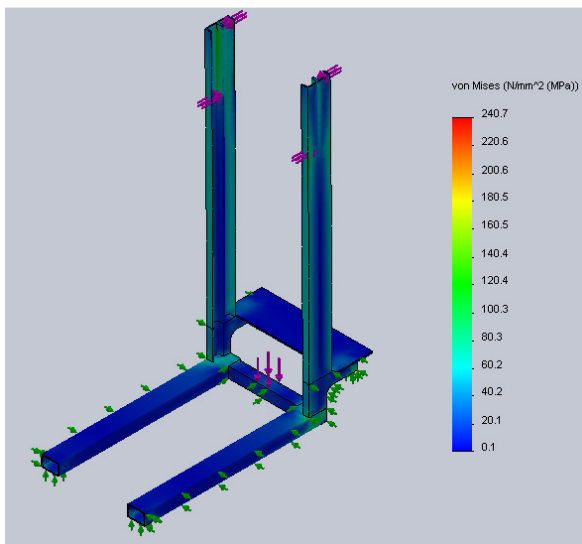


Fig.113

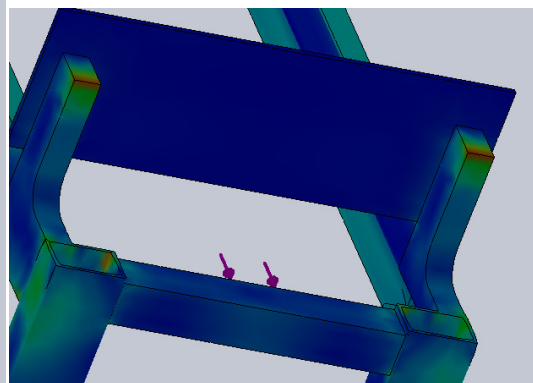


Fig.114

Las mayores tensiones se generan en el apoyo de la rueda directriz, aunque sobre los mástiles actúa una mayor fuerza, al ser más estrecha la zona de la rueda, ésta tiene menor rigidez. Si quisiéramos disminuir la tensión en esa zona, tendríamos que ensanchar la zona de la rueda para dotarla de mayor rigidez.

## 2- Desplazamientos

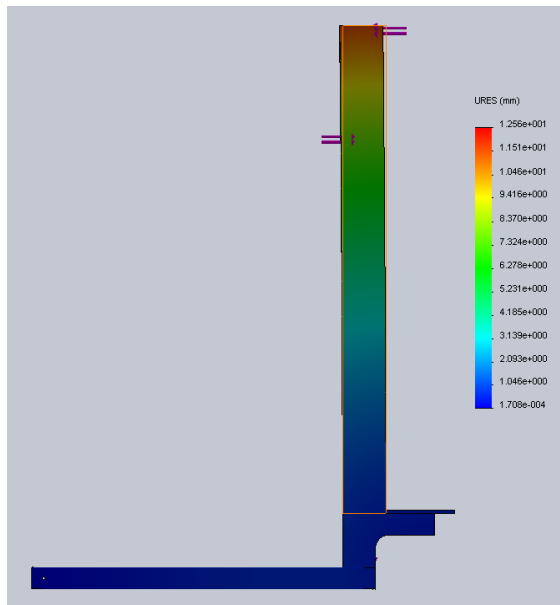


Fig.115

La zona más elevada del chasis, sufre un desplazamiento de 12.56mm. Al medir dos metros de altura, tampoco es muy significativo, no obstante si no diésemos como válido este desplazamiento, podríamos solucionarlo, montando unas chapas a ambos lados de los mástiles, para unirlos entre sí, y así aumentar su rigidez.

## 3- Deformaciones unitarias

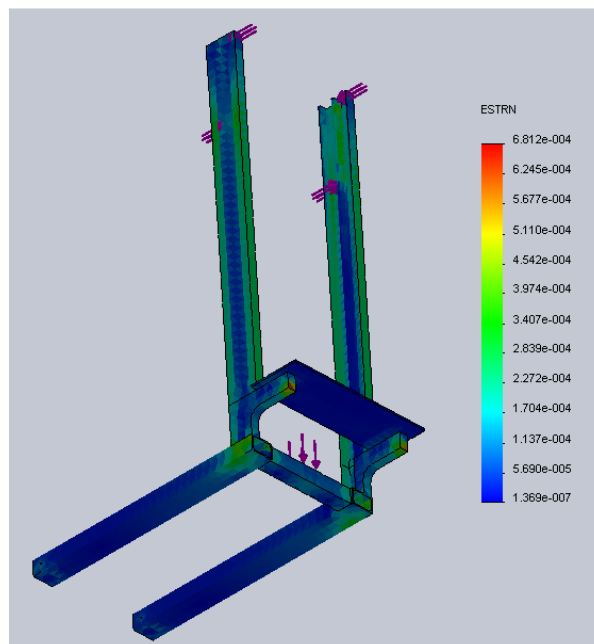


Fig.116

#### 4- Factor de seguridad

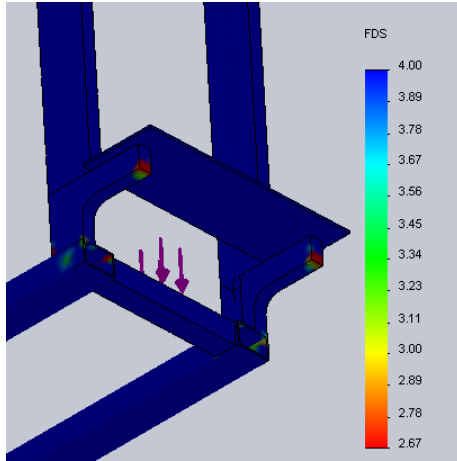


Fig.117

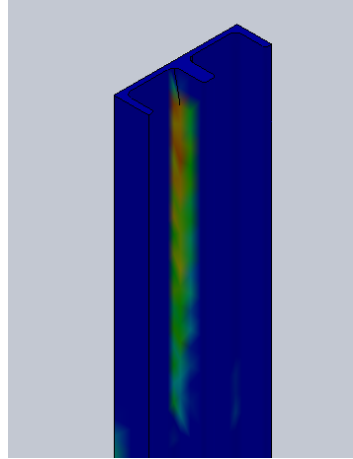


Fig.118

Como nos ocurría con las tensiones, la zona más crítica del chasis de la máquina, es el apoyo de la rueda directriz.

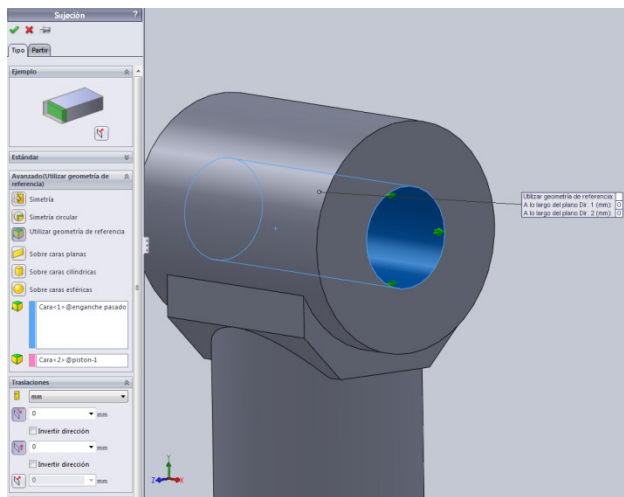
Aun así el coeficiente de seguridad en esa zona es de 2.67, suponiendo que esa pieza trabaja con la suficiente seguridad, como para dar algún problema.

#### 1.4.2.6. Estudio del cilindro elevador

Por último vamos a estudiar el cilindro. Debemos comprobar que no se produzca rotura por el fenómeno de pandeo.

El fenómeno de pandeo se produce cuando a medida que se aumenta la carga sobre la columna, ésta alcanza una carga crítica donde ocurre un equilibrio inestable y dicha columna no regresará a la configuración de su estado inicial.

Para estudiar este fenómeno con el SolidWorks, y sabiendo que el estudio por pandeo en cierta medida depende del coeficiente de pandeo, " $\beta$ ", tratamos de simular las mismas condiciones de apoyo con las que hemos estudiado el cilindro, es decir, considerándolo como una columna larga con carga centrada, siendo su  $\beta = 0.7$ .



Para ello, fijamos la base del cilindro y en los laterales del pistón, seleccionando "*sujeciones avanzadas*" limitamos el movimiento lateral del vástago y se deja libre sólo el movimiento vertical, es decir el recorrido del cilindro.

Fig.119

Aplicamos una fuerza de 33333N sobre el interior del enganche del vástago con las poleas.

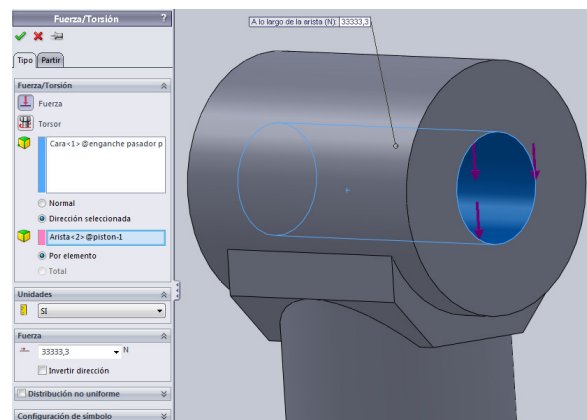


Fig.120

Resultados del estudio:

Al seleccionar en el SolidWorks el estudio por pandeo, éste sólo nos muestra los desplazamientos.



## 1- Desplazamientos

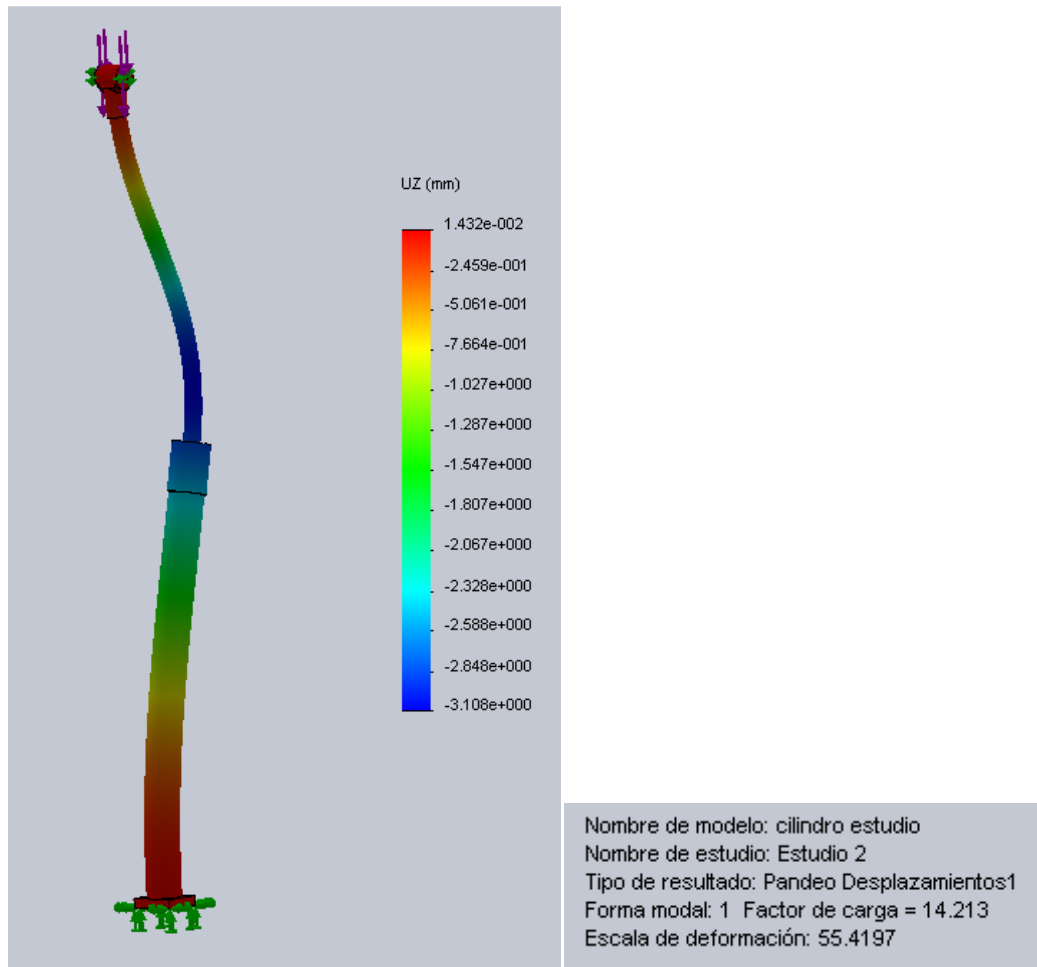


Fig.121

No estamos seguros de que el programa interprete las condiciones de apoyo semejantes a las que nosotros hemos aplicado para que el valor del coeficiente de pandeo sea el mismo que el nuestro. Para asegurarnos de que el estudio es correcto, lo realizaremos a la inversa que el análisis previo, es decir, teniendo los resultados vamos a calcular el coeficiente de pandeo,”  $\beta$ ”.

$$L_e = L_{pandeo} = \beta \times L = \beta \times 1700$$

El factor de carga es el equivalente al coeficiente de seguridad y es de 14.213, por tanto,

$$C_s = 14.213 = \frac{F_{cr}}{F}$$

La fuerza que ejercía el cilindro era de 33333.33N, así que la fuerza crítica de pandeo es,

$$F_{cr} = 14.213 \times 33333.33 = 4737666N$$

Consideramos en un primer momento que todo el cilindro es una pieza solida, que tiene un diámetro constante a lo largo del mismo, de 36mm, su inercia será,

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times 36^4}{64} = 82447.95 mm^4$$

Despejando la longitud equivalente en la formula de la fuerza critica de Euler,

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2}$$

$$L_e^2 = \frac{\pi^2 EI}{F_{cr}} = \frac{\pi^2 \times 2.1e^5 \times 82447.95}{473766.6} = 360514.9 mm$$

$$L_e = 600.429 mm$$

$$\beta = \frac{600.429}{1700} = 0.353$$

$$\beta = 0.353$$

El coeficiente de pandeo nos sale algo más bajo que el nuestro, que era de 0.7.

Probamos ahora considerando a lo largo de todo el cilindro, como si fuera hueco.

La manera de hallarlo será exactamente igual que la anterior, simplemente varía la inercia.

$$C_s = 14.213 = \frac{F_{cr}}{F}$$

$$F_{cr} = 14.213 \times 33333.33 = 473766.6 N$$

El diámetro exterior es de 73mm y el interior de 63mm, por lo tanto, la nueva inercia será,

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times (73^4 - 63^4)}{64} = 620723.73 mm^4$$

$$L_e^2 = \frac{\pi^2 EI}{F_{cr}} = \frac{\pi^2 \times 2.1e^5 \times 620723.73}{473766.6} = 2715442.58mm$$

$$L_e = 1647.86mm$$

$$\beta = \frac{1647.86}{1700} = 0.969$$

$$\beta = 0.969$$

En esta segunda hipótesis, vemos que el coeficiente nos queda algo por encima del que nosotros hemos utilizado, sin embargo fijándonos en ambos resultados, y en la estructura del cilindro, en el cual, la parte de la camisa es hueca y la parte del vástago que es sólida podemos suponer que haciendo una media de ambos resultados, 0.661, se aproxima bastante al coeficiente que nosotros hemos utilizado, por lo que podemos considerar como válido este estudio.

$$\beta = 0.661 \approx 0.7$$

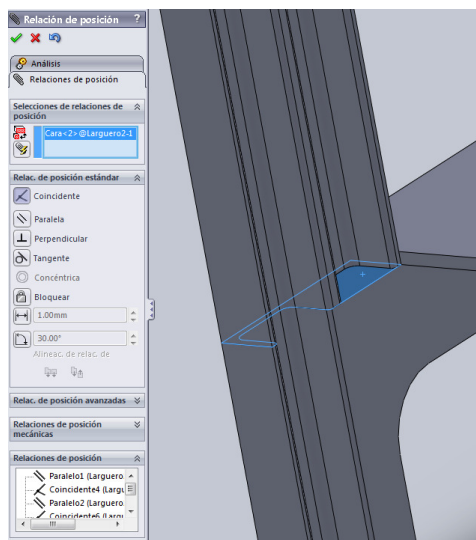
### 1.4.3. Análisis mecánico estático del ensamblaje y optimización del diseño

Después de haber estudiado individualmente, cada una de las piezas que componen la máquina, procedemos a realizar el estudio del conjunto de la misma, en su posición más desfavorable.

Antes explicaremos brevemente como realizamos el montaje del apilador.

Lo primero que hacemos es crear la estructura de la máquina con la opción “ensamblaje”. A partir de ahí, con la opción. “insertar componente” vamos agregando todas y cada una de las piezas que forman la máquina.

Partimos de los largueros, los cuales ya se encuentran unidos entre sí gracias al travesaño y a ellos les unimos mediante “relación de posición” los mástiles.



Asignamos a la cara inferior del mástil y a la parte marcada de los largueros, la relación de “coincidente”.

Sobre el travesaño colocaremos el cilindro, compuesto por la camisa, el pistón, el vástago, que los hemos unido previamente.

Fig.122

Al igual que hemos hecho con los mástiles, hacemos apoyamos la cara superior del travesaño con la cara inferior del cilindro, haciendo coincidir los puntos medios de ambos.

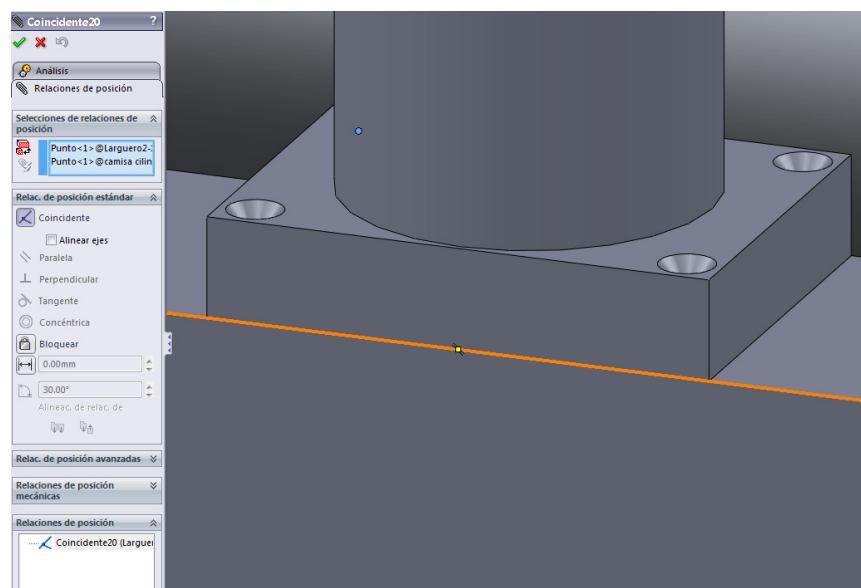


Fig.123

Añadimos en el extremo del vástago, las poleas.

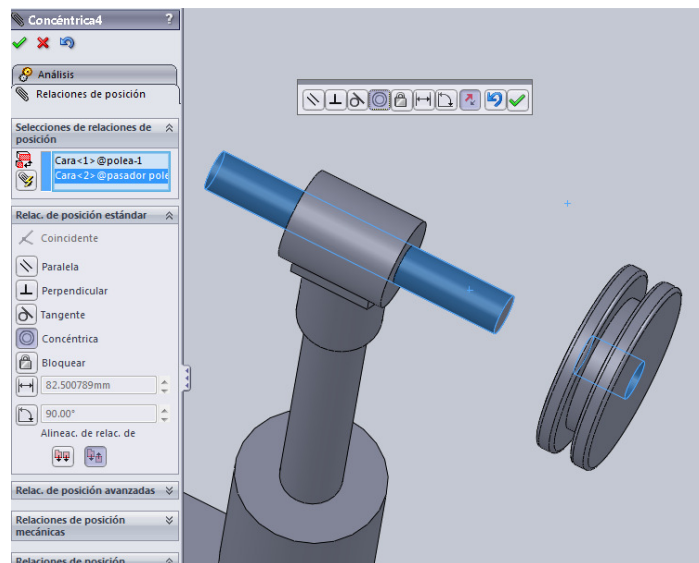


Fig.124

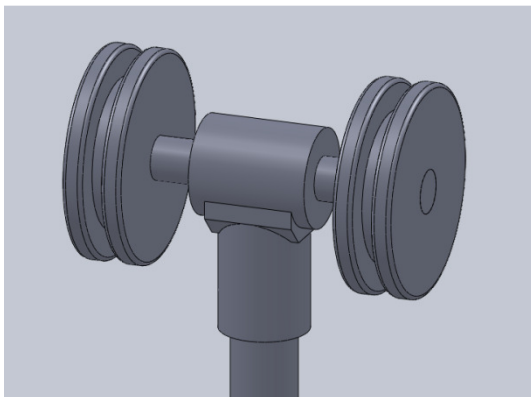


Fig.125

Por último insertamos el porta horquillas con los cuatro rodillos que lleva, aplicando a los últimos, la condición de “tangente” a las caras laterales de los mástiles. Así limitamos su movimiento para que solo asciendan o desciendan.

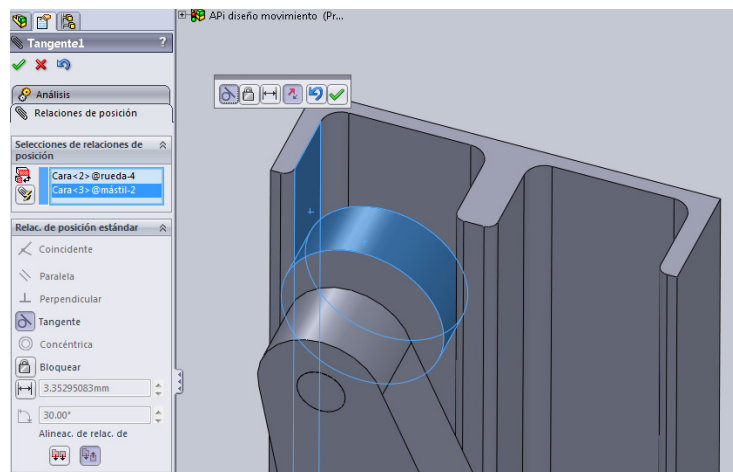


Fig.126

Una vez que tenemos todos los componentes fijados entre sí, utilizamos en la pestaña “calcular”, la opción “detección de interferencias”, de esta manera comprobamos que no haya ninguna pieza superpuesta con otra.

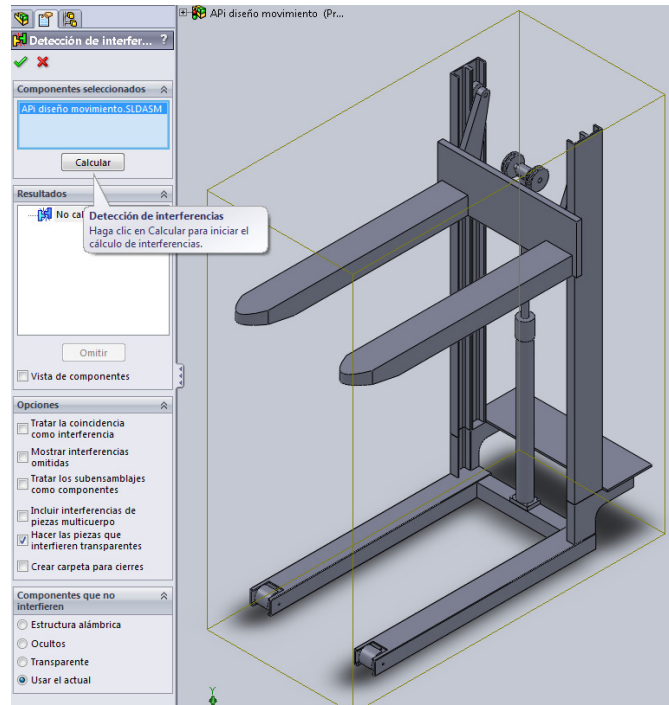


Fig.127

Asegurados de que el ensamblaje está bien, realizamos el estudio, colocando el porta horquillas en la posición más desfavorable, es decir, a su altura máxima, 1600mm del suelo.

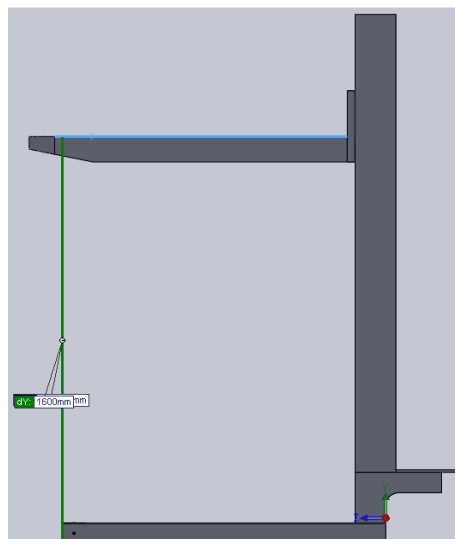


Fig.128

Seguimos los mismos pasos que para el estudio individual, definiendo primero el material del que están hechas todas las piezas, S350.

Lo siguiente es definir las conexiones entre las piezas. En la opción “*conexión entre componentes*”, dividimos la máquina en dos partes, el chasis y cilindro por un lado y el porta horquillas por otro, designándolas como dos “*sólidos rígidos*” independientes.

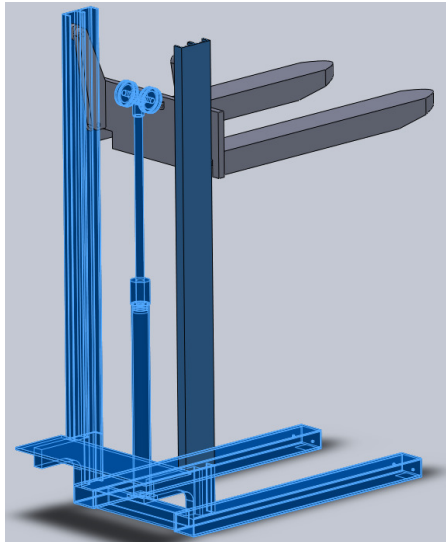


Fig.129

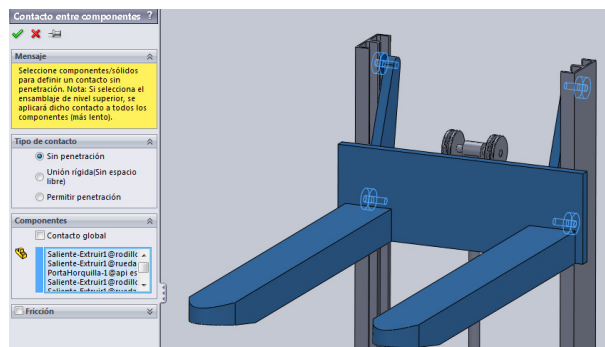


Fig.130

Al quedar la máquina dividida en dos, queda definir la conexión entre ambas partes. En la opción “*conexiones*”, seleccionamos una a una las zonas donde las piezas están en contacto. Por un lado marcamos los rodillos y por otro, la cara interior de los mástiles donde es transmite la fuerza.

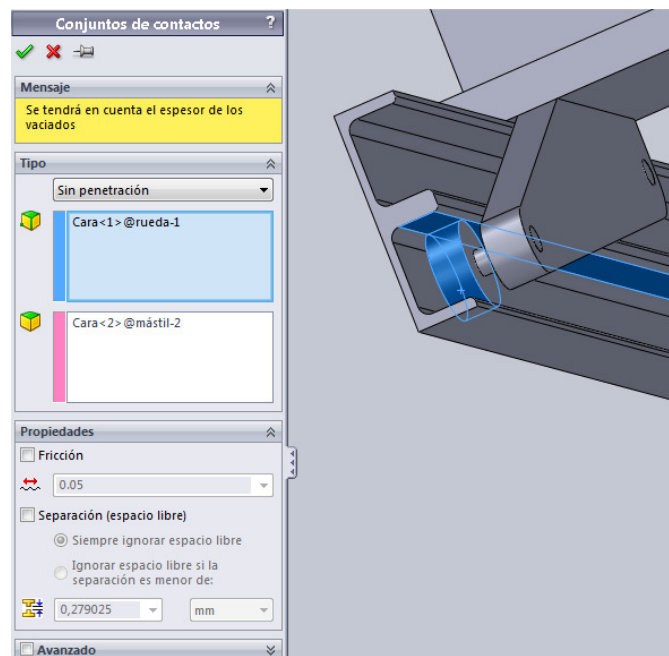


Fig.131

Apuntar que ya tenemos calculados y dibujados los pasadores, así que, posteriormente estudiaremos su viabilidad.

Lo más significativo es la unión “virtual” entre las poleas y los enganches del porta horquillas. Como no tenemos una correa que los una y les transmita la fuerza, pondremos las condiciones necesarias en ambas piezas, para simularla.

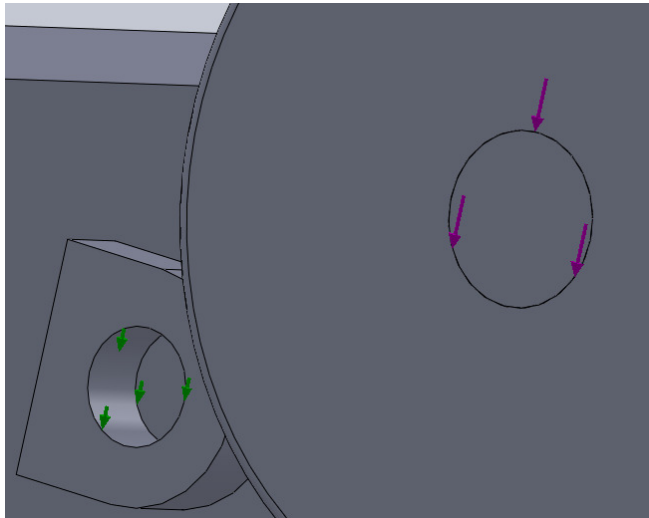


Fig.132

Colocaremos 15000 N sobre la polea y en los enganches del porta horquillas aplicaremos una restricción en la dirección del eje Y

Las restricciones vendrán definidas de la siguiente manera. La máquina se apoya sobre las ruedas, zonas que definiremos como “rodillo”.

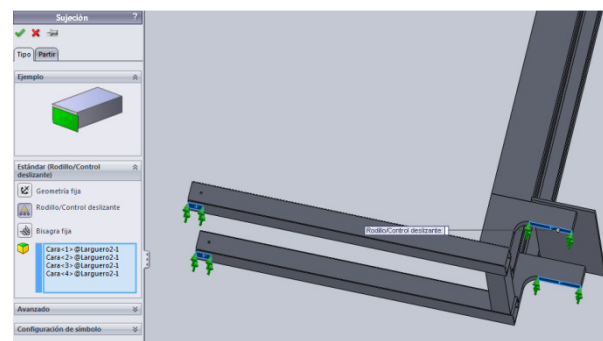


Fig.133

A su vez limitaremos el movimiento en el eje X y en el eje Z, para que la máquina no sufra desplazamientos en esas direcciones.

Aplicaremos la carga máxima de 15000N distribuida sobre las horquillas y realizaremos el mallado.

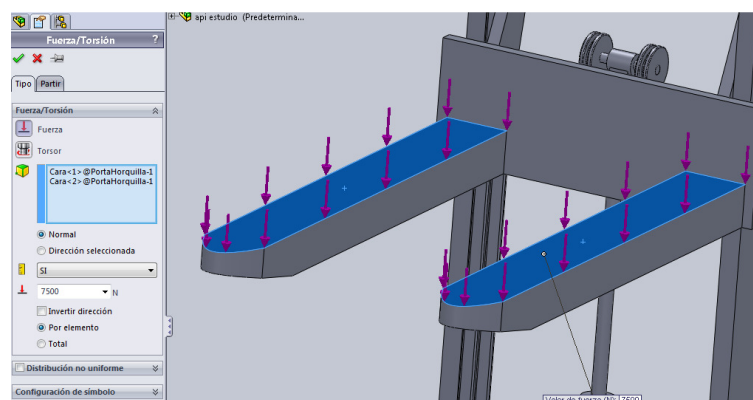


Fig.134



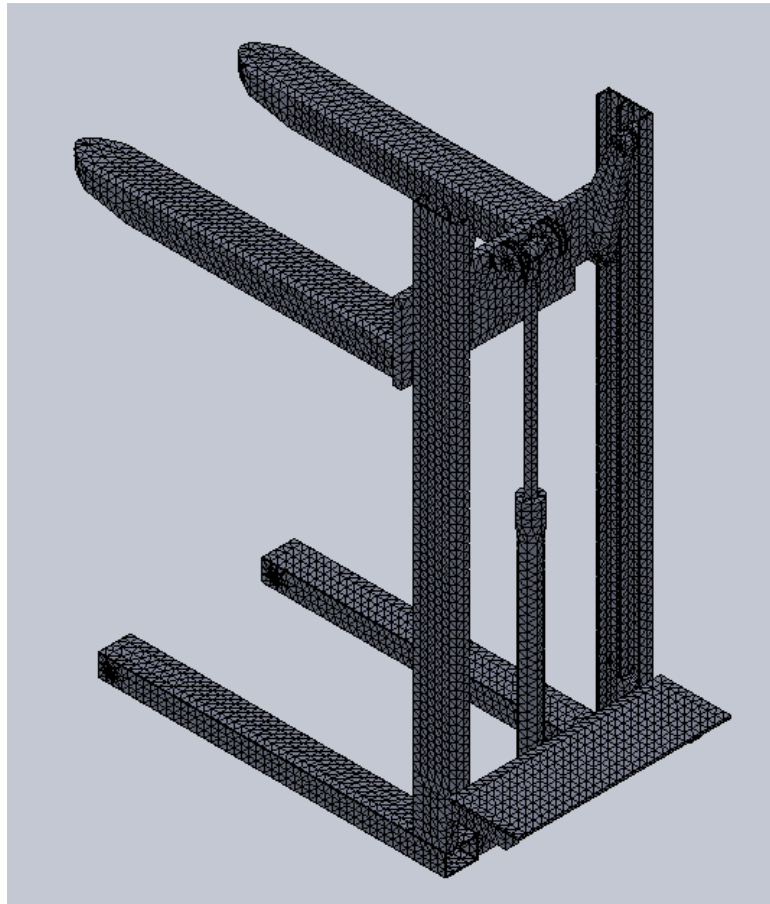


Fig.135

Después de ejecutar el estudio, nos ocurre que la pieza porta horquillas se nos desplaza a la derecha, perdiendo la zona de contacto entre los rodamientos y las caras interiores de los mástiles, atravesando a los mismos. Para evitar que esto suceda y poder realizar el estudio correctamente, aplicamos una limitación en esa dirección, en la cara lateral del la chapa del porta horquillas.

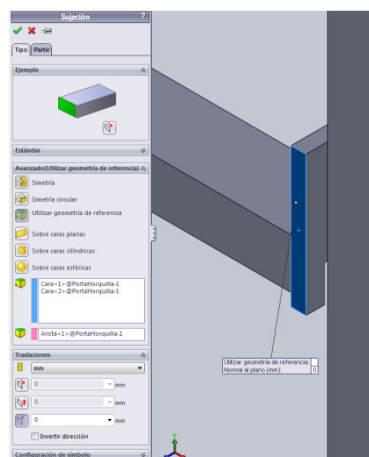
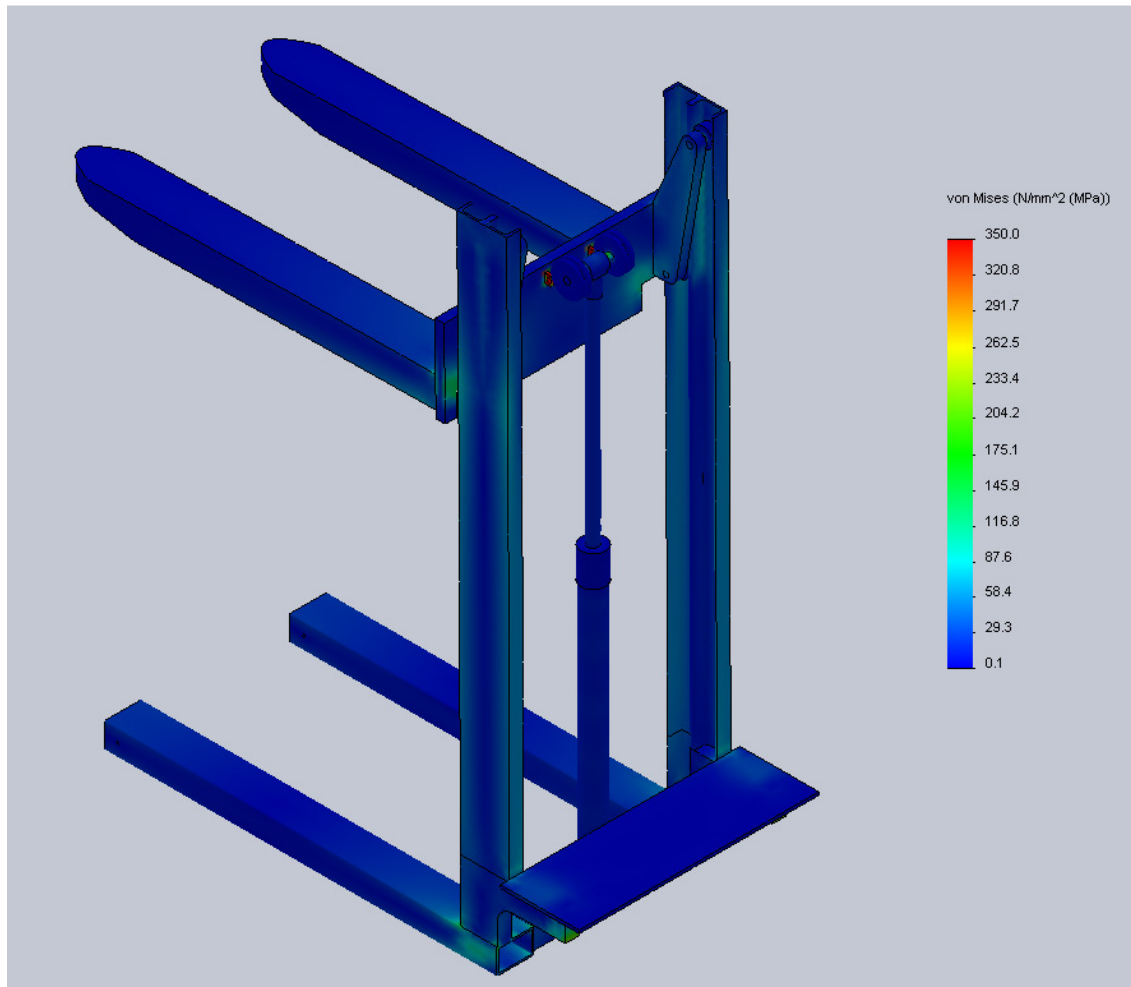


Fig.136

Así pues, el resultado del estudio de la máquina en su posición más desfavorable es el siguiente:

### 1- Tensiones



*Fig.137*

Vemos en esta imagen la distribución de tensiones a lo largo de nuestra máquina. En alguna zona, la máquina presenta algún pico de tensión por lo que podrían causar algún tipo de fallo. Puestos a mejorar el diseño de las mismas, posteriormente comprobaremos el coeficiente de seguridad de toda la máquina para ver mejor las zonas conflictivas y así optimizar su diseño.

## 2- Desplazamientos

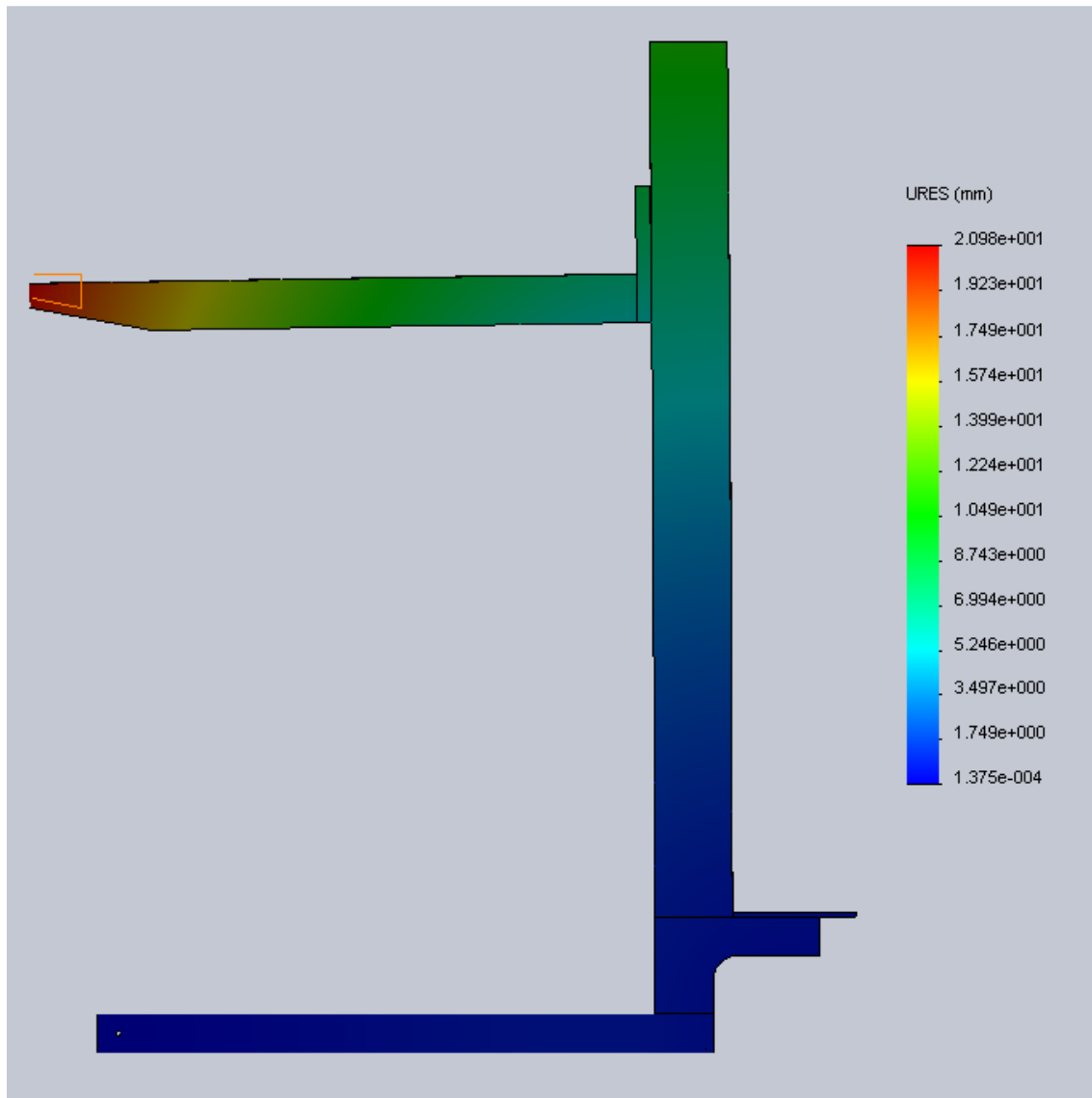


Fig.138

Como era de suponer, la zona donde se produce un mayor desplazamiento es en la punta de las horquillas, que es de 20 mm. algo normal si consideremos que las horquillas miden 1250mm., no obstante si quisiésemos reducir este desplazamiento, lo podríamos hacer aumentando el grosor de la placa del porta horquillas, o aumentando el espesor de las horquillas, para dotarlas de mayor rigidez.

### 3- Deformaciones

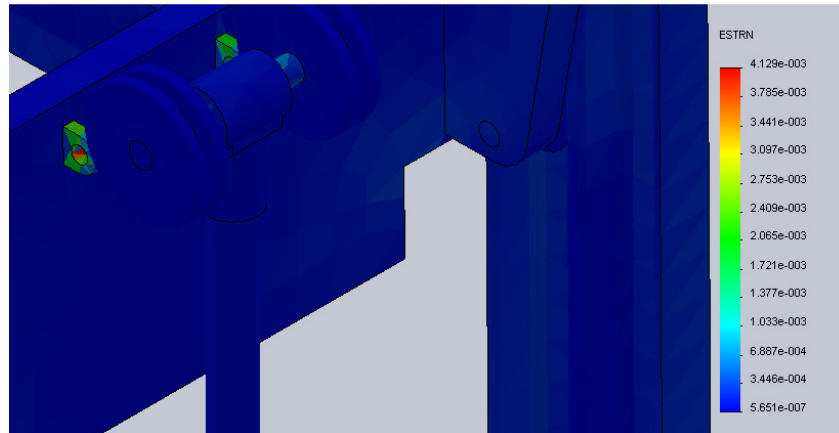


Fig.139

### 4- Factor de seguridad

La imagen normal que utiliza el programa de la distribución del coeficiente de seguridad no nos ayuda a resaltar los puntos críticos donde la máquina tiene un factor de seguridad inferior al marcado en nuestro análisis.

En opciones, sobre el factor de seguridad, marcamos que el programa nos muestre de color rojo, estas zonas donde el coeficiente de seguridad es menor de 4.

Este estudio nos refleja las zonas donde realmente nuestro diseño puede presentar riesgos de fallo.

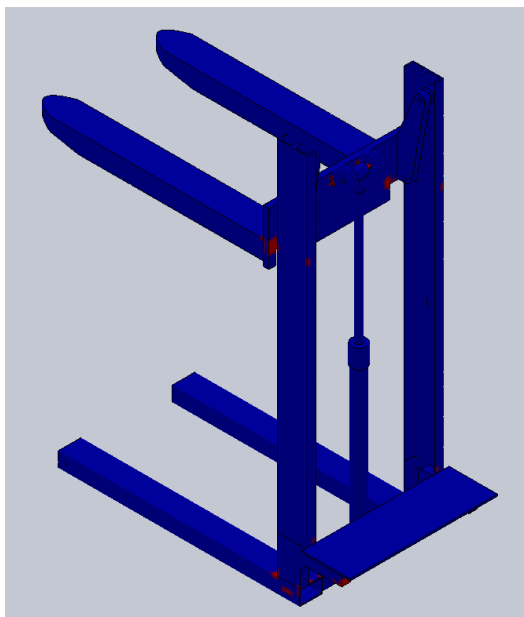


Fig.140

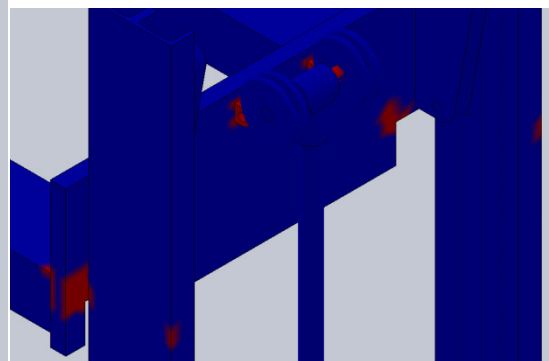


Fig.141

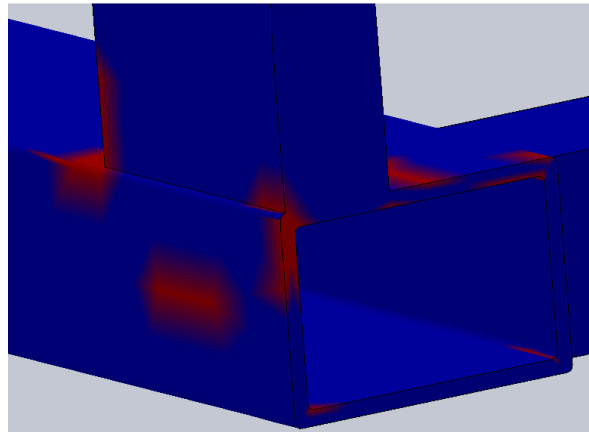


Fig. 142

Se presentan fundamentalmente en la chapa de unión del porta horquillas, en la unión entre los largueros y los mástiles, y en los enganches de la correa que tiene el porta horquillas.

Para solucionar estas zonas, tendremos que dotarlas de una mayor rigidez.

Lo hacemos primero, aumentando el espesor del perfil de los largueros. Actualmente es de 6mm. Probamos hasta que desaparezcan esas zonas rojas y eso nos ocurre con un espesor de 9mm.

La segunda zona problemática es la placa porta horquillas al igual que hemos hecho con los largueros, dotaremos a la placa de un mayor espesor hasta que no presente problemas, actualmente es de 30mm, ampliándolo hasta 50mm aparte de reducir las zonas rojas, también se reduce el desplazamiento vertical de las horquillas.

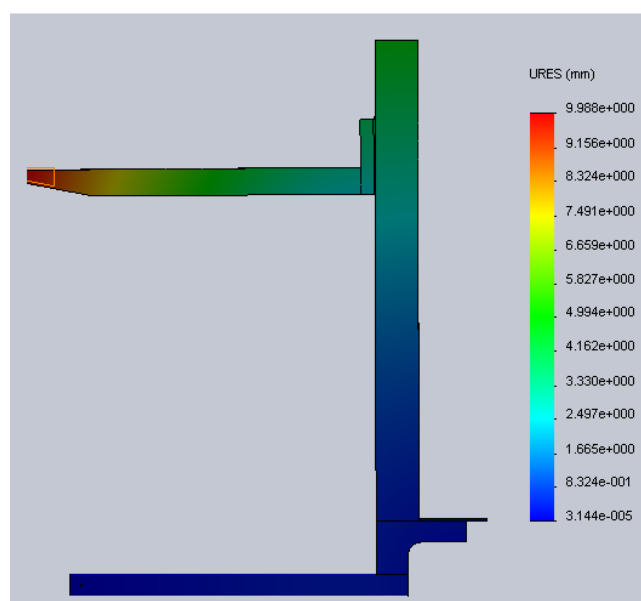
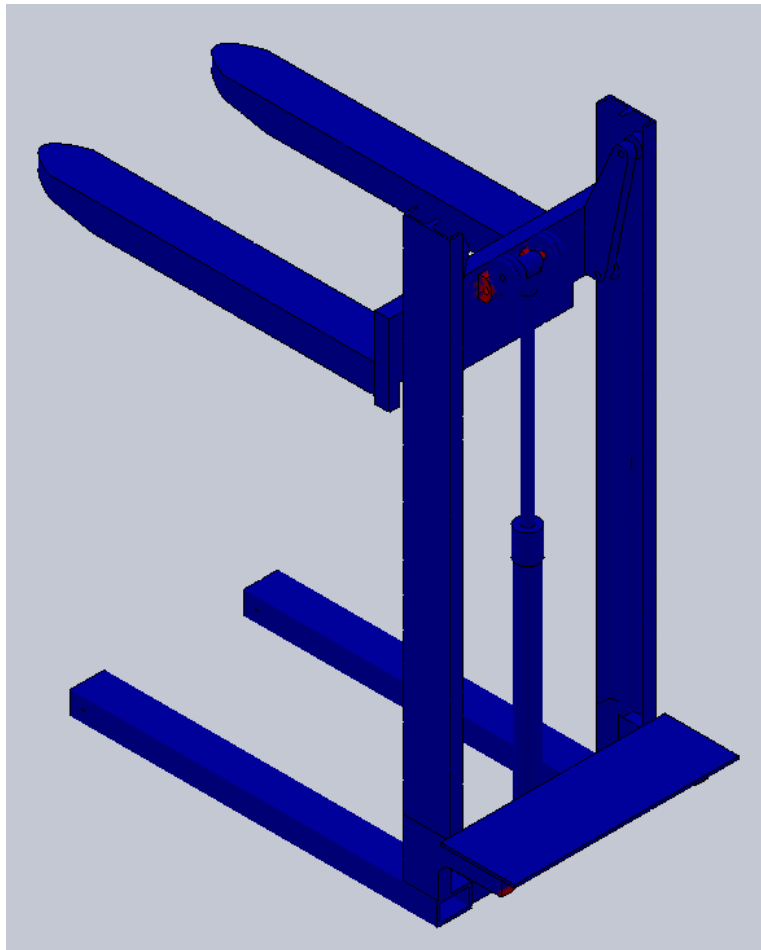


Fig. 143

Por último hay que solucionar los enganches de la correa, al ser unas piezas pequeñas y soportar una fuerza de 7500 N presentan problemas de seguridad. Lo que haremos será aumentar las dimensiones tanto de ancho, como de largo, como de alto para dotarla de mayor rigidez y que pueda soportar la fuerza sin problemas.

Una vez realizados estas mejoras, el diseño queda de la siguiente manera.



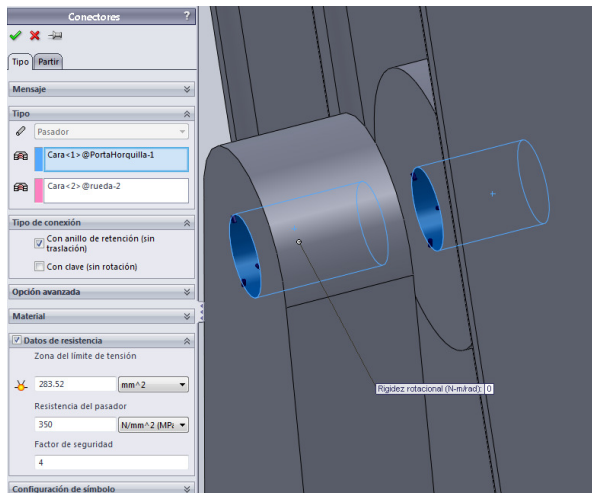
*Fig.144*

Las zonas que quedan coloreadas de rojo, se consideran zonas de fallo local, producido por la carga, que no tienen gran importancia.

### 1.4.3.1. Análisis de los conectores tipo pasador

Para concluir este análisis, estudiaremos los pasadores para comprobar que cumplen con las condiciones de seguridad.

Para definir los pasadores, es necesario seleccionar las caras cilíndricas de ambas piezas, que estarán en contacto con el pasador.



Tendremos que indicar la sección y el límite elástico de los mismos, para que el programa pueda realizar la comprobación.

Fig.145

Nos ocurre que los cuatro pasadores del porta horquillas, nos aparecen en color rojo, esto indica que no soportan correctamente los esfuerzos a los que están sometidos, por tanto tenemos que recalcularlos.

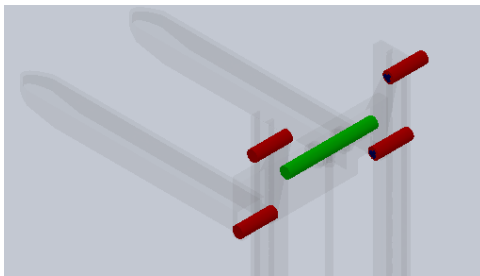


Fig.146

Cada uno de ellos tiene un coeficiente de seguridad de casi uno, 0.95 aproximadamente. Para lograr un mayor coeficiente, aumentaremos el diámetro de los pasadores de los rodillos a 22mm, y tratar así, de que cumplan con las condiciones de seguridad.

Vemos que nos siguen apareciendo en rojo, y esto nos ocurre, porque en nuestro cálculo hemos considerado las piezas que unen el pasador como unidas, considerando el momento flector inexistente y sin embargo en el diseño hay una distancia suficiente entre ellas para que les influya dicho momento.

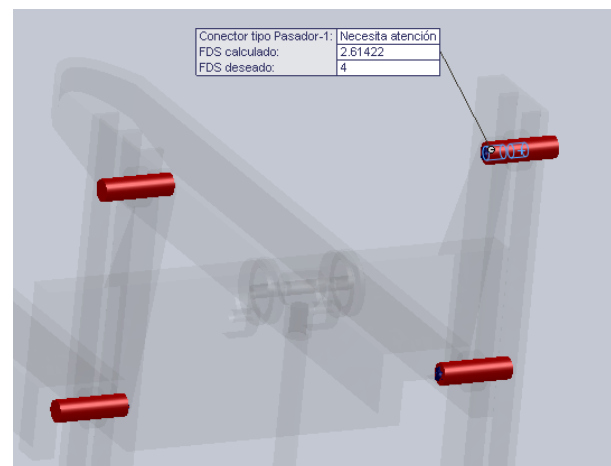
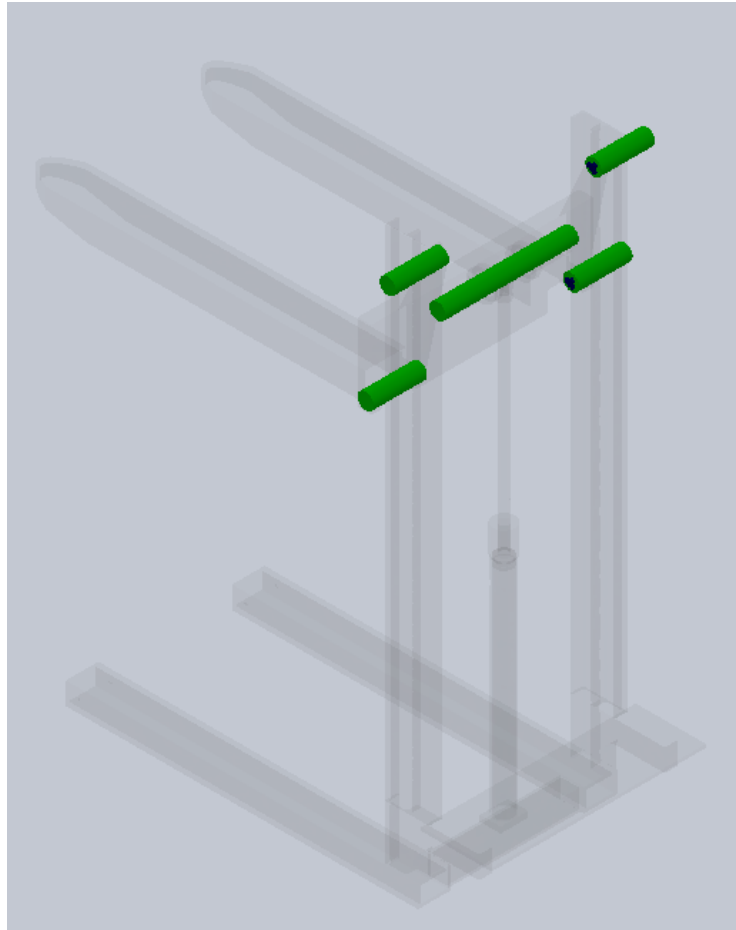


Fig.147

Aun así el aumentando el diámetro hemos pasado a tener un coeficiente de seguridad de 2.5, por lo que los consideramos válidos para el diseño.



*Fig.148*



## 1.5. Simulación del movimiento

Por último, utilizando el SolidWorks Motion, realizaremos una simulación del movimiento de nuestra máquina.

Partimos con la máquina en la posición inicial es decir con las horquillas sobre los largueros y con el cilindro en su posición más baja.

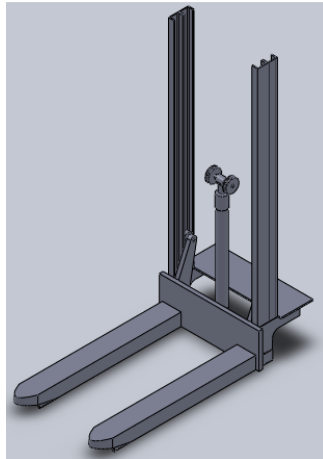


Fig.149

Abrimos la pestaña “Estudio de movimiento”.

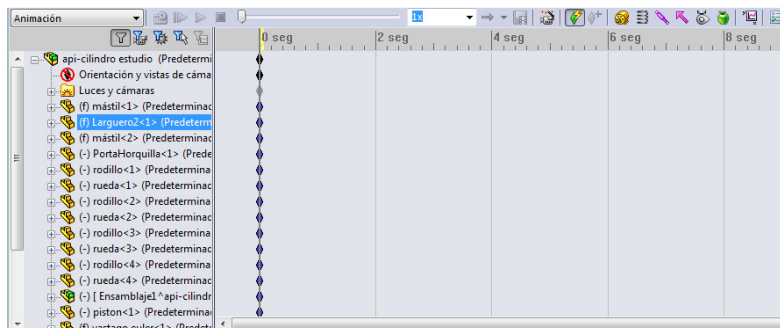


Fig.150

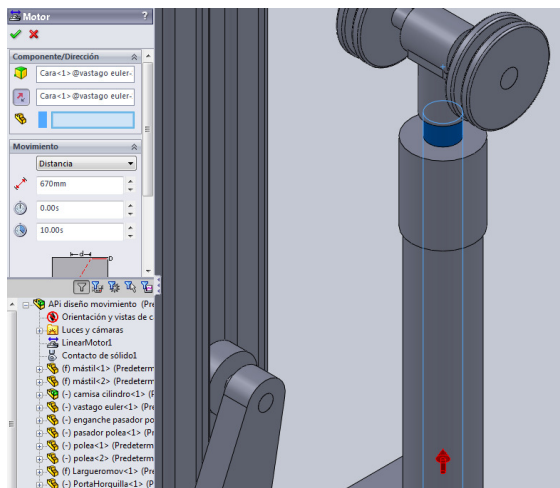
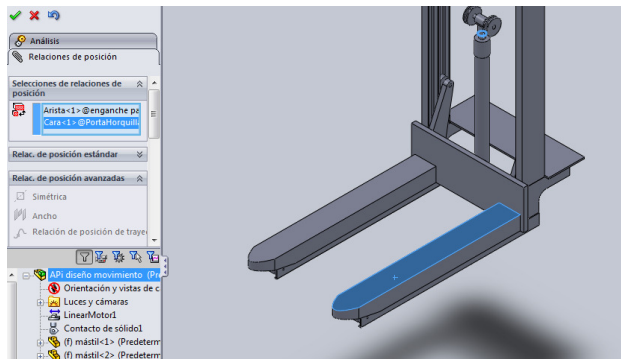


Fig.151

Sobre el vástago colocamos un motor lineal, que se mueva en la dirección del eje Y.


Al no encontrarse diseñada la correa con la que se unen las poleas del cilindro y el porta horquillas, lo siguiente que tenemos que hacer es relacionar el movimiento vertical del cilindro con el movimiento de las horquillas.

Como hemos visto en el cálculo analítico, las horquillas se elevan al doble de velocidad que el cilindro.



Hacemos una relación de posición entre la cara superior del vástago y la cara superior de las horquillas, para que las horquillas suban el doble que el cilindro.

Fig.152

Una vez colocado el motor y la relación de posición, confirmamos el estudio de movimiento con el botón, “Calcular estudio de movimiento”, , y le damos al botón de “play”. La máquina llega a su posición final, a una altura de 1600mm.

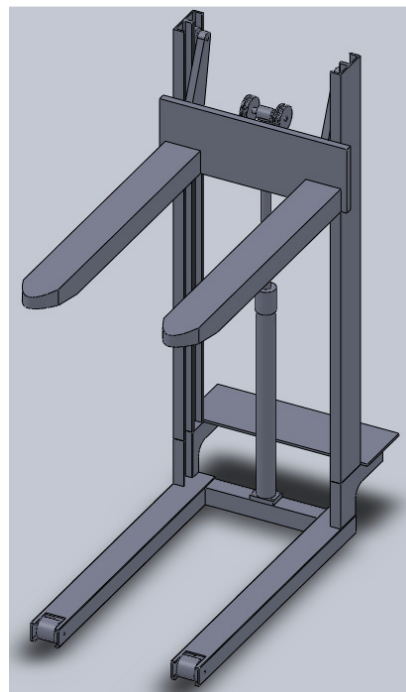


Fig.153

## 1.6. Conclusiones

Podemos sacar una gran conclusión y es que, los objetivos del proyecto se han cumplido.

El presente proyecto recoge todos aquellos aspectos que se deben tener en cuenta a la hora de realizar el estudio mecánico de un apilador, capaz de soportar una carga de 15000N y elevarla hasta una altura de 1600mm.

Los principales mecanismos mecánicos están definidos y resueltos desde un planteamiento seguro y funcional.

Aun así, existen detalles que se consideran de menor importancia y que completarían algunos casos mecánicos, pero con lo aportado en este proyecto, sería suficiente para resolverlos.

Otro punto a destacar es que gracias al programa de simulación “*SolidWorks*” hemos podido comprobar que los resultados obtenidos en el mismo coinciden con los resultados obtenidos analíticamente. Ayudándonos incluso a mejorar aquellas piezas que podían presentar problemas a la hora de soportar diversos esfuerzos.

Es una herramienta de cálculo muy útil para llegar a estudiar y comprender el diseño de cualquier máquina, llegando a simplificar y ahorrar costes en el diseño de la misma.

Por último mencionar que el proyecto refleja una parte de lo que consistiría la creación de una máquina de este tipo, quedando al margen y para otros proyectos los temas energéticos, de consumos, de costes y producción, de electricidad y electrónica.

## **1.7. Agradecimientos**

La realización del presente proyecto ha sido posible gracias a la dedicación de su tiempo, sus conocimientos y su experiencia tanto profesional como docente de Paula Canalís Martínez.